

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебник «Паровые котлы тепловых электростанций» написан по учебной программе одноименного курса. В нем изложены теория процессов, конструкции паровых котлов ТЭС и парогенераторов АЭС и вопросы эксплуатации, необходимые для подготовки инженеров.

Через весь учебник проходят четыре основополагающих научно-технических принципа, взаимно связанных между собой и отражающих современный научно-технический прогресс: физико-химические процессы, протекающие в топливном, газовоздушном и водопаровом трактах современных паровых котлов большой мощности, и объяснение этих процессов на основе современных достижений науки; связь физико-химических процессов, конструкций и компоновок паровых котлов и их элементов; прогрессивные технологические процессы, которым дано технико-экономическое обоснование; связь процессов, протекающих в паровых котлах, с их эксплуатацией. Такой анализ приводит к целесообразному выбору технологических процессов, конструкций и режимов эксплуатации.

В начале курса разъясняется значение и место парового котла в общей схеме производства электрической энергии на современной паротурбинной тепловой электростанции большой мощности. Рассматривается классификация паровых котлов, назначение основных элементов оборудования, их взаимосвязи и в доступном на начальном этапе изложении физико-химические процессы, протекающие в водопаровом, топливном и газовоздушном трактах. Таким образом, студенты сразу вводятся в круг вопросов, подробное изучение которых происходит в дальнейшем.

Ряд глав посвящен энергетическим топливам и их техническим характеристикам, подготовке топлива к сжиганию, основам теории горения, технологии сжигания топлива и эффективности использования теплоты топлива в паровых котлах. Отдельно рассмотрены основы гидродинамики, температурный и водный режимы паровых котлов, составляющие цикл вопросов о процессах производства пара.

На базе процессов горения топлива и парообразования рассмотрены конструкции паровых котлов и их элементов. Особое внимание уделено установкам и процессам высоких и сверхкритических параметров пара, блочным конструкциям, использованию перспективных топлив, повышению надежности и экономичности работы оборудования.

Без подмены существующих нормативных материалов в учебнике приведены основные принципы, этапы и последовательность тепловых и гидравлических расчетов. С учетом огромного значения математических средств в инженерной практике подчеркивается необходимость применения ЭВМ для выполнения тепловых и гидравлических расчетов. В заключительных главах, имеющих обобщающий характер, рассмотрены конструкции паровых котлов, тенденции их развития и основы эксплуатации.

В связи с развитием атомной энергетики, ее перспективами и строительством мощных электростанций большой теоретический и практический интерес имеют парогенераторы АЭС. Впервые в учебной литературе для вузов ряд протекающих в паровых котлах ТЭС и парогенераторах АЭС процессов изложены параллельно. Кроме того, парогенераторам АЭС посвящена отдельная глава.

Большое внимание уделено подготовке иллюстраций. С целью более глубокого анализа

изучаемых вопросов на многих иллюстрациях сопоставлены варианты схемы и конструкции. Изображение конструкций оборудования упрощено, что обеспечивает более ясное понимание рабочих процессов. Это облегчает усвоение и запоминание сведений о разнообразном и сложном оборудовании современных паропроизводящих установок.

Общая направленность учебника отражает многолетний опыт преподавания курса «Парогенераторы электростанций» в Московском энергетическом институте, впервые созданного академиком М. А. Стыриковым.

Книгу написали: гл. 1, 9—15, 17—19, 21, 22, 24, 25 — М. И. Резников, гл. 2—8, 16, 20 — Ю. М. Липов, гл. 23 — Б. И. Шмуклер.

Выражаем благодарность сотрудникам кафедры парогенераторов электростанций Мо-

сковского энергетического института (зав. кафедрой — доктор техн. наук, профессор В. С. Протопопов), рецензентам — кафедре парогенераторов Саратовского политехнического института (зав. кафедрой — доктор техн. наук, профессор А. В. Змачинский) и канд. техн. наук, ст. научн. сотр. Б. И. Шмуклеру за ценные советы по усовершенствованию рукописи. Благодарим также канд. техн. наук, доцента А. Я. Антонова, выполнившего научное редактирование книги и канд. техн. наук Уварова Г. А., Дубровского А. Я., Пашкова Л. Т. за замечания и рекомендации по улучшению отдельных глав книги.

Все замечания и пожелания по книге просим направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоиздат.

Авторы

Глава первая

ПРОИЗВОДСТВО ПАРА НА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

1.1. МЕСТО И ЗНАЧЕНИЕ ПАРОВОГО КОТЛА В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Электрическая станция представляет собой промышленное предприятие для выработки электрической энергии. Основное количество энергии в СССР и в крупных и экономически развитых странах производят на *тепловых электрических станциях* (ТЭС), использующих химическую энергию сжигаемого органического топлива. Электрическую энергию вырабатывают также на тепловых электрических станциях, работающих на ядерном горючем, — *атомных электрических станциях* (АЭС) и на электростанциях, использующих энергию потоков воды, — *гидроэлектростанциях* (ГЭС).

Независимо от типа электростанции электрическую энергию, как правило, вырабатывают централизованно. Это значит, что отдельные электрические станции работают параллельно на общую электрическую сеть и, следовательно, объединяются в *электрические системы*, охватывающие значительную территорию с большим числом потребителей электрической энергии. Это повышает надежность электроснабжения потребителей, уменьшает требуемую резервную мощность, снижает себестоимость вырабатываемой электроэнергии за счет рациональной загрузки электростанций, входящих в электрическую систему, и позволяет устанавливать агрегаты большой единичной мощности. Широко пользуются и централизованным снабжением теплотой в виде горячей воды и пара низкого давления, вырабатываемых на некоторых электростанциях одновременно с электрической энергией. Электрические станции, электрические и тепловые сети, а также потребители электрической энергии и теплоты в совокупности составляют *энергетическую систему*. Отдельные энергетические системы соединяют межсистемными связями повышенного напряжения в *объединенные энергетические системы*. В ближайшие годы на их базе будет создана *Единая энергетическая система Советского Союза* — выс-

шая форма организации энергетического хозяйства страны.

Тепловые электростанции. Основными тепловыми электрическими станциями на органическом топливе являются *паротурбинные электростанции*, которые делятся на *конденсационные* (КЭС), вырабатывающие только электрическую энергию, и *теплофикационные* (ТЭЦ), предназначенные для выработки электрической и тепловой энергии.

Паротурбинные электростанции выгодно отличаются возможностью сосредоточения огромной мощности в одном агрегате, относительно высокой экономичностью, наименьшими капитальными затратами на их сооружение и короткими сроками строительства. Основными тепловыми агрегатами паротурбинной ТЭС являются *паровой котел и паровая турбина* (рис. 1.1). Паровой котел представляет собой системы поверхностей нагрева для производства пара из непрерывно поступающей в него воды путем использования теплоты, выделяющейся при сжигании топлива, которое подается в топку вместе с необходимым для горения воздухом. Поступающую в паровой котел воду называют *питательной водой*. Питательная вода подогревается до температуры насыщения, испаряется, а выделившийся из кипящей (котловой) воды насыщенный пар перегревается.

При сжигании топлива образуются продукты сгорания — *теплоноситель*, который в поверхностях нагрева отдает теплоту воде и пару, называемый *рабочим телом*. После поверхностей нагрева продукты сгорания при относительно низкой температуре удаляются из котла через *дымовую трубу* в атмосферу. На электростанциях большой мощности дымовые трубы выполняют высотой 200—300 м и больше, чтобы уменьшить местные концентрации загрязняющих веществ в воздухе. В результате горения твердого топлива остаются *зола и шлак*, которые также удаляются из

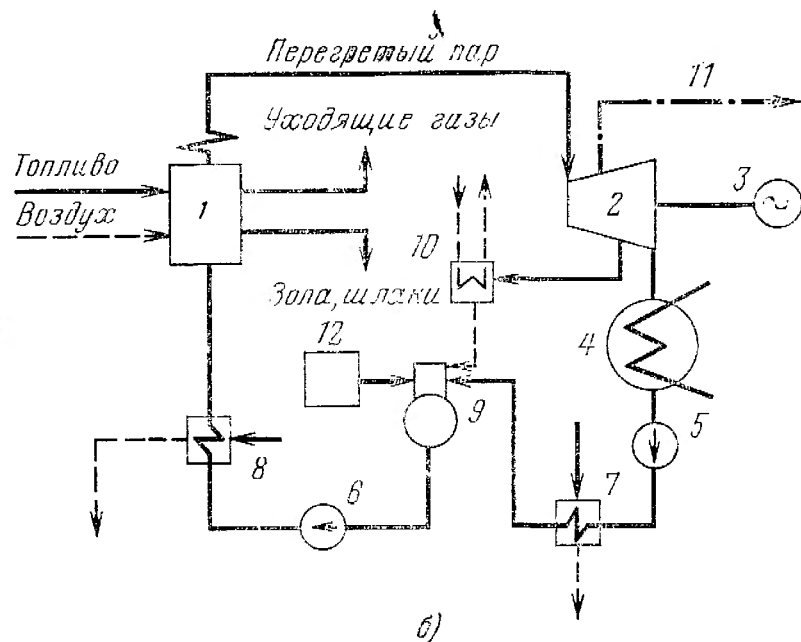
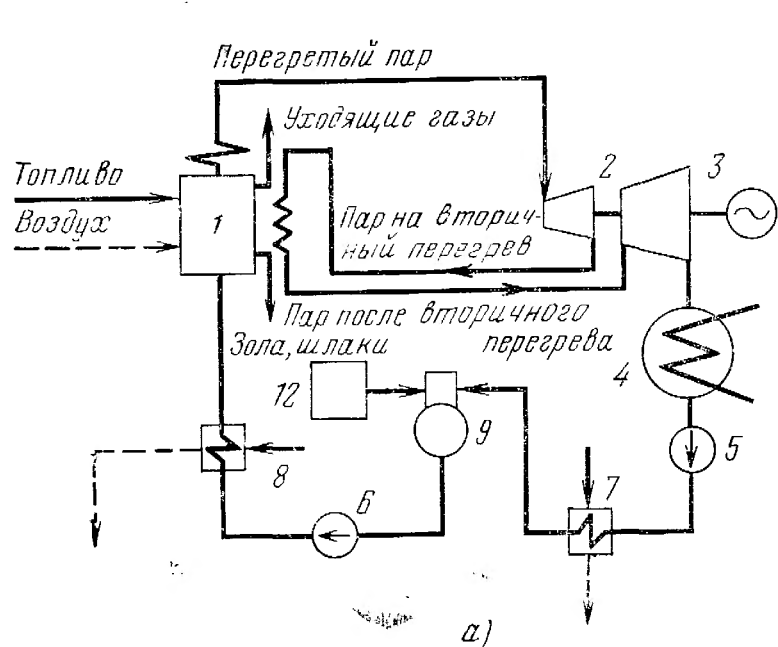


Рис. 1.1. Принципиальная тепловая схема КЭС (а) и ТЭЦ (б).

1 — паровой котел; 2 — паровая турбина; 3 — электрический генератор; 4 — конденсатор; 5 — конденсатный насос; 6 — питательный насос; 7 — подогреватель низкого давления; 8 — подогреватель высокого давления; 9 — деаэратор; 10 — подогреватель сетевой воды; 11 — промышленный отбор пара; 12 — водоподготовительная установка.

агрегата. Полученный в котле *перегретый пар* поступает в турбину, где его тепловая энергия превращается в механическую, передаваемую валу турбины. С последним связан *электрический генератор*, в котором механическая энергия превращается в электрическую. Отработавший пар из турбины направляют в *конденсатор* — устройство, в котором пар охлаждается водой какого-либо природного (река, озеро, пруд, море) или искусственного (градирня) источника и конденсируется.

На современных КЭС с агрегатами единичной мощности 200 МВт и выше применяют *промежуточный перегрев пара*. Обычно применяют *одноступенчатый* промежуточный перегрев пара (рис. 1.1, а). В установках очень большой мощности применяют *двойной* промежуточный перегрев, при котором пар из промежуточных ступеней турбины дважды возвращают в котел. Промежуточный перегрев пара увеличивает к. п. д. турбинной установки и соответственно снижает удельный расход пара на выработку электроэнергии, а также влажность пара на ступенях низкого давления турбины и уменьшает эрозионный износ лопаток.

Конденсатным насосом конденсат перекачивают через *подогреватели низкого давления* (ПНД) в деаэратор. При доведении конденсата до кипения происходит освобождение его от кислорода и углекислоты, вызывающих коррозию оборудования. Из деаэратора вода *питательным насосом* через *подогреватели высокого давления* (ПВД) подается в паровой котел. Подогрев конденсата в ПНД и питательной воды в ПВД производится паром, отбираемым из турбины, — *регенеративный подогрев*. Регенеративный подогрев воды также повышает к. п. д. паротурбинной установки,

уменьшая потери теплоты в конденсаторе.

Таким образом, на КЭС (рис. 1.1, а) паровой котел питается конденсатом производимого им пара. Часть этого конденсата теряется в системе электростанции и составляет *утечки*. На ТЭЦ часть пара, кроме того, отводится на технологические нужды промышленных предприятий или используется для бытовых потребителей. На КЭС утечки составляют небольшую долю общего расхода пара — около 0,5—1%, и для их восполнения требуется добавка воды, предварительно обрабатываемой в *водоподготовительной установке*. На ТЭЦ эта добавка может достигать 30—50% и более.

Добавочная вода и турбинный конденсат содержат некоторые примеси, главным образом растворенные в воде соли, окислы металлов и газы. Эти примеси вместе с питательной водой поступают в котел. В процессе парообразования в воде повышается концентрация примесей, и в определенных условиях возможно их выпадение на рабочих поверхностях котла в виде слоя отложений, ухудшающего передачу через них теплоты. В процессе парообразования, кроме того, примеси воды частично переходят в пар, однако чистота пара должна быть очень высокой во избежание отложения примесей в проточной части турбины. По обеим причинам нельзя допускать большого загрязнения питательной воды; допустимое загрязнение питательной воды и вырабатываемого пара регламентируется специальными нормами.

В число устройств и механизмов, обеспечивающих работу парового котла, входят: *топливоприготовительные устройства*; *питательные насосы*, подающие в котел питательную воду; *дутьевые вентиляторы*, подающие воздух

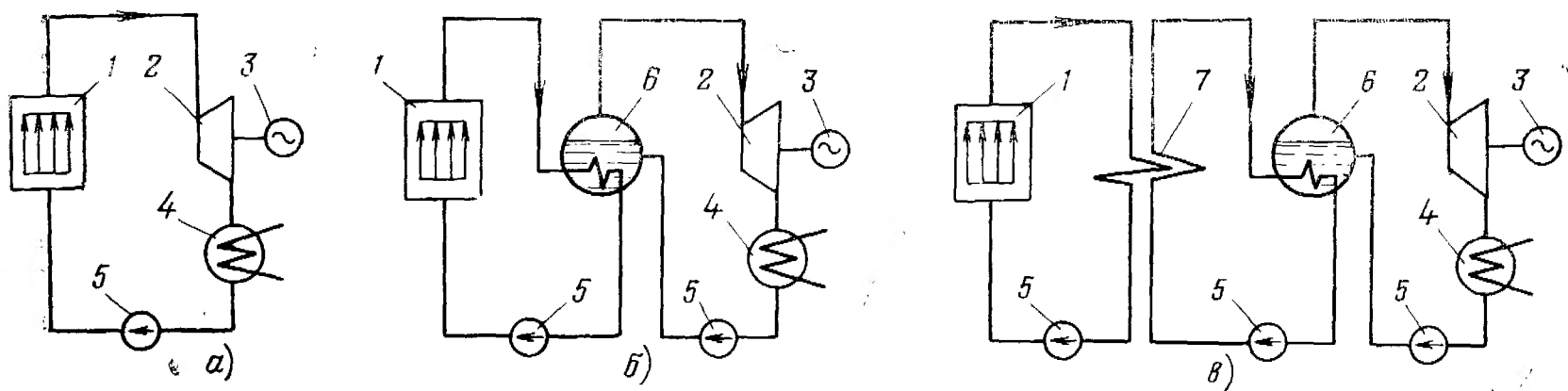


Рис. 1.2. Принципиальная тепловая схема одноконтурной (а), двухконтурной (б) и трехконтурной (в) АЭС. 1 — реактор; 2 — паровая турбина; 3 — электрический генератор; 4 — конденсатор; 5 — насос; 6 — парогенератор; 7 — промежуточный теплообменник.

для горения; *дымососы*, служащие для отвода продуктов сгорания через дымовую трубу в атмосферу, и другое вспомогательное оборудование. Паровой котел и весь комплекс перечисленного оборудования составляют *котельную установку*. Современная мощная котельная установка представляет собой сложное техническое сооружение для производства пара, в котором все рабочие процессы полностью механизированы и автоматизированы; для повышения надежности работы ее оснащают автоматической защитой от аварий.

Тенденции развития паровых котлов: *увеличение единичной мощности, повышение начального давления пара и его температуры, применение промежуточного перегрева пара, механизация и автоматизация управления, изготовление и поставка оборудования крупными блоками для облегчения и ускорения его монтажа.*

Атомные электростанции. Устройство, в котором осуществляется регулируемая цепная реакция деления ядер тяжелых элементов, называется *ядерным реактором*. В качестве ядерного топлива используют как природные изотопы ^{235}U , так и искусственные изотопы ^{233}U , ^{239}Pu и др. Ядерная энергия, освободившаяся в результате цепной реакции деления, превращается в теплоту, которая теплоносителем отводится из реактора. В зависимости от схемы АЭС бывают: *одноконтурные, двухконтурные и трехконтурные.*

В *одноконтурной АЭС* (рис. 1.2,а) пар образуется непосредственно в реакторе. Следовательно, реактор одновременно является и парогенератором. Одноконтурные АЭС проще и дешевле, они содержат минимальное число элементов оборудования. Вместе с тем под влиянием облучения в реакторе рабочее тело (вода и пар) становится радиоактивным, в связи с чем не только реактор, но и другое оборудование водопарового тракта электростанции должно иметь биологическую защиту. Загрязнение пара приводит к образованию отложений в элементах оборудования. Так как

эти отложения радиоактивны, то ремонт оборудования затрудняется.

В *двухконтурной АЭС* (рис. 1.2,б) нагреваемый в реакторе поток жидкости, газа или расплава металла является теплоносителем, который передает теплоту рабочему телу в парогенераторе. Следовательно, в двухконтурной АЭС появляется дополнительное оборудование — парогенератор, удорожающий электростанцию. Для передачи теплоты от теплоносителя рабочему телу в парогенераторе необходим перепад температуры. Поэтому при водном теплоносителе температура поступающего в турбину пара ниже, чем в одноконтурной АЭС. Наличие двух контуров приводит к необходимости поддерживать в реакторе более высокое давление, чем давление пара, направляемого в турбину. Вместе с тем двухконтурные АЭС имеют преимущества перед одноконтурными, так как радиоактивность распространяется только в пределах первого контура, и поэтому вскрытие турбины и другого оборудования в пределах второго контура для ремонта безопасно. Биологическая защита необходима только на первом контуре.

В *трехконтурной АЭС* (рис. 1.2,в) в качестве теплоносителя первого контура применяют жидкий натрий. Под влиянием облучения в реакторе натрий склонен к активации с образованием изотопа с высокой энергией γ -излучения. Поэтому первый контур отделяют от рабочего контура промежуточным — вторым контуром. Теплоносителем второго контура является также Na или сплав Na—K. Для защиты второго контура от попадания в него при нарушении плотности радиоактивного натрия первого контура давление во втором контуре поддерживается большим, чем в первом контуре. Рабочим телом третьего контура служит вода. В трехконтурных АЭС биологическая защита распространяется на первые два контура.

Комбинированные парогазовые установки и МГДУ. С применением пара сверхкритических параметров ($p=25,5$ МПа, $t_{\text{пл}}=545^\circ\text{C}$) и

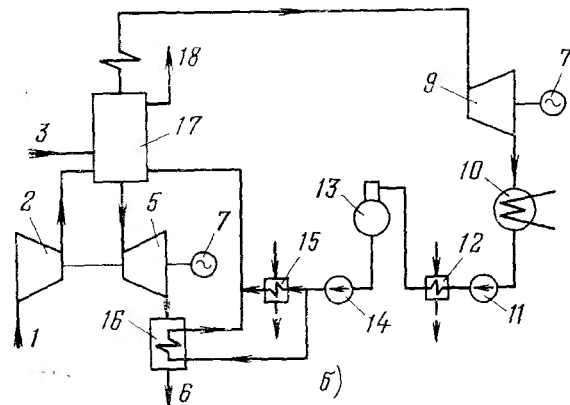
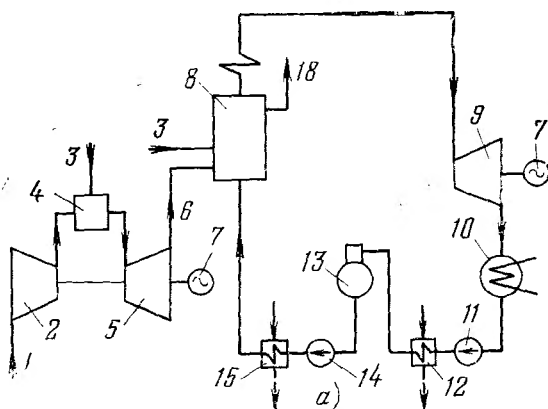


Рис. 1.3. Тепловая схема парогазовой установки.

1 — воздух; 2 — компрессор; 3 — топливо; 4 — камера сгорания; 5 — газовая турбина; 6 — выхлопные газы; 7 — электрический генератор; 8 — паровой котел; 9 — паровая турбина; 10 — конденсатор; 11 — конденсатный насос; 12 — ПВД; 13 — деаэрактор; 14 — питательный насос; 15 — ПВД; 16 — теплообменник; 17 — высоконапорный паровой котел; 18 — уходящие газы.

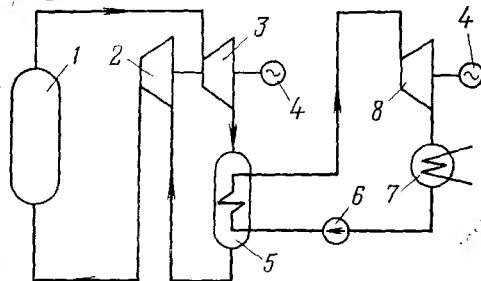


Рис. 1.4. Комбинированная парогазовая установка на ядерном топливе.

1 — реактор; 2 — компрессор; 3 — газовая турбина; 4 — электрический генератор; 5 — парогенератор; 6 — питательный насос; 7 — конденсатор; 8 — паровая турбина.

промежуточного перегрева пара ($t_{вт}=545^{\circ}\text{C}$), развитием регенерации теплоты, достижением высоких к. п. д. и мощности (1200 МВт и более) паротурбинных блоков тепловая экономичность ТЭС приблизилась к своему термодинамическому пределу (к. п. д. несколько более

40%). Дальнейшее повышение начальных параметров пара сильно увеличивает стоимость паротурбинных блоков из-за применения более высоколегированных и дорогостоящих сталей. Осложняется при этом и сохранение уже достигнутых показателей надежности.

Разработаны и проходят пробную эксплуатацию комбинированные системы, сочетающие паротурбинную установку (ПТУ) с высокотемпературной газотурбинной установкой (ГТУ). Из всех известных в настоящее время практический интерес представляют парогазовые установки (ПГУ), в высокотемпературной части которых работает ГТУ, а в низкотемпературной ПТУ. На рис. 1.3 показаны две основные схемы ПГУ. В обеих схемах газотурбинная часть работает на высокотемпературной теплоте. В установке, показанной на рис. 1.3, а, эта теплота выделяется в камере сгорания при подаче в нее топлива и сжатого в компрессоре атмосферного воздуха. Образующиеся в ней газы используются в газовой турбине. Выхлопные газы вместе с топливом поступают в топочную камеру парового котла, в котором вырабатывается пар. На этом паре работает паровая турбина. В продуктах сгорания, поступающих в топку котла, содержится около 16% кислорода, в связи с чем подача воздуха специально для сжигания основной массы топлива в котле не предусматривается, а потому воздухоподогреватель не нужен. Удельный расход топлива у ПГУ ниже на 3—4%, чем у ПТУ с теми же начальными параметрами пара.

Другая схема ПГУ (рис. 1.3, б) предусматривает высоконапорный паровой котел (ВПК), в котором сжигание топлива и передача теплоты совершаются при высоком давлении (0,6—0,7 МПа). Это позволяет интенсифицировать эти процессы и проектировать котел с малым расходом металла и значительно меньших габаритов по сравнению с обычными. Как и в предыдущей схеме, газовая турбина работает на высокотемпературной теплоте продуктов сгорания — топочных газов ВПК. Паровая турбина работает на паре, вырабатываемом ВПК. Покидающие газовую турбину продукты сгорания охлаждаются частью потока воды, идущей на выработку пара. При равенстве начальных параметров пара удельный расход топлива на 4—6% ниже, чем у ПТУ. Удельные капиталовложения также ниже на 8—12%.

Разработаны комбинированные парогазовые установки на ядерном топливе (рис. 1.4). Здесь камеру сгорания заменяют энергетический реактор с газовым теплоносителем. В качестве теплоносителя используется инертный газ — гелий, допускающий повышение температуры на выходе из реактора до 1500°C и

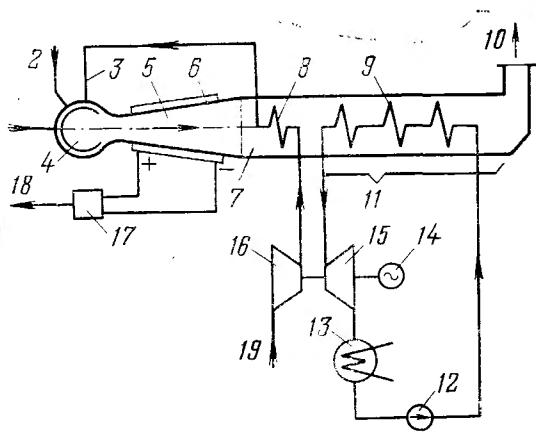


Рис. 1.5. Принципиальная тепловая схема электростанции с МГД установкой.

1 — топливо; 2 — ионизирующие присадки; 3 — горячий воздух; 4 — камера сгорания; 5 — МГД-канал; 6 — электромагниты; 7 — газопровод; 8 — воздухоподогреватель; 9 — поверхности нагрева парового котла; 10 — выход продуктов сгорания; 11 — паровой котел; 12 — насос; 13 — конденсатор; 14 — электрический генератор; 15 — паровая турбина; 16 — компрессор; 17 — преобразователь постоянного тока в переменный; 18 — отпуск энергии в сеть; 19 — воздух.

выше. Высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы могут эффективно применяться на АЭС с паровыми турбинами. В парогазовых установках на ядерном горючем паровой котел является утилизатором тепла выхлопных газов газовых турбин.

Еще одним типом комбинированных систем с участием парового цикла являются *магнито-гидродинамические установки* (МГД-установки). Отличительная их особенность — безмашинное преобразование части тепловой энергии в электрическую (рис. 1.5). Сжатый в компрессоре и подогретый в котле до 1000—1200°C атмосферный воздух вместе с топливом поступает в камеру сгорания. Образовавшиеся здесь продукты сгорания при температуре 2500°C ионизируются. Интенсификация ионизации газа достигается присадками в ка-

меру сгорания добавок в виде соединений калия, цезия и других щелочных металлов.

Горячие ионизированные газы (высокотемпературная плазма) со свойствами электрического проводника поступают в канал через сопло и движутся в нем со скоростью около 700 м/с. Мощными постоянными магнитами в канале создается магнитное поле. При движении плазмы в мощном магнитном поле ионизированные частицы индуцируют в цепи постоянный электрический ток, который затем преобразуется в переменный. Газовый поток выходит из канала при температуре 1500—2000°C. Эта высокотемпературная теплота газов используется для подогрева воздуха, необходимого камере сгорания, и для генерации пара, используемого в паровой турбине. Коэффициент полезного действия МГД-установки может достигать 50—60%. Около 70—80% всей электроэнергии вырабатывается в МГД-канале, остальные — в паротурбинной установке.

Из рассмотрения принципиальных схем производства электрической энергии на электростанциях следует, что паровой котел на ТЭС и парогенератор на АЭС являются обязательными агрегатами, притом одними из главных практически любой мощности энергетической установки. Паровой котел и парогенератор предназначены для производства пара в нужном количестве, обеспечивающем необходимую мощность турбины и заданные параметры пара.

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

В соответствии с законами фазового перехода получение перегретого пара характеризуется последовательным протеканием следующих процессов: подогрева питательной воды до температуры насыщения, парообразования и, наконец, перегрева насыщенного пара до заданной температуры. Эти процессы име-

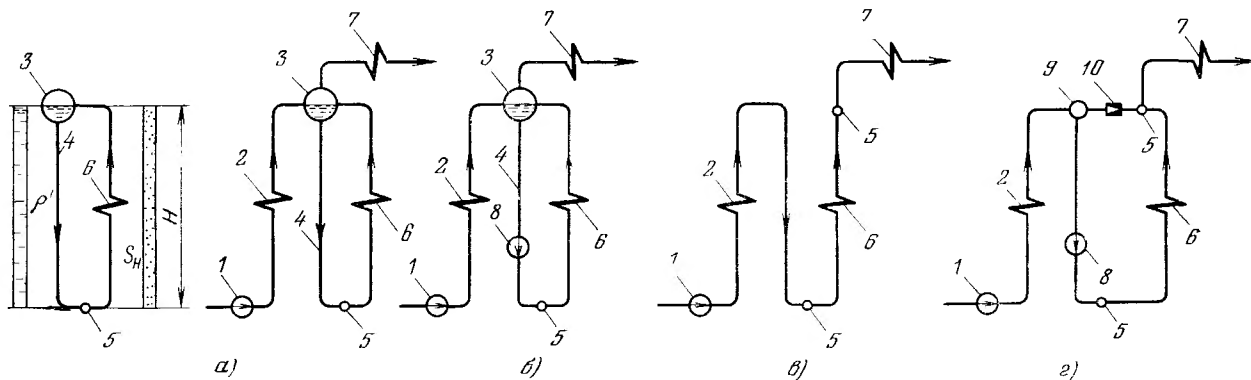


Рис. 1.6. Основные схемы образования пара в паровых котлах.

а — естественная циркуляция; б — многократно-принудительная циркуляция; в — прямоточная схема; г — комбинированная циркуляция; 1 — питательный насос; 2 — экономайзер; 3 — барабан; 4 — опускные трубы; 5 — коллектор; 6 — парообразующие трубы; 7 — пароперегреватель; 8 — насос многократно-принудительной циркуляции; 9 — смеситель; 10 — обратный клапан.

ют четкие границы протекания и осуществляются в трех группах поверхностей нагрева. Подогрев воды до температуры насыщения происходит в *экономайзере*, образование пара — в *парообразующей (испарительной)* поверхности нагрева, перегрев пара — в *пароперегревателе*.

В целях непрерывного отвода теплоты и обеспечения нормального температурного режима металла поверхностей нагрева рабочее тело в них — вода в экономайзере, пароводяная смесь в парообразующих трубах и перегретый пар в пароперегревателе — движется непрерывно. При этом вода в экономайзере и пар в пароперегревателе движутся однократно относительно поверхности нагрева (рис. 1.6). При движении воды в экономайзере возникают гидравлические сопротивления, преодолеваемые напором, создаваемым питательным насосом. Давление, развиваемое питательным насосом, должно превышать давление в начале зоны парообразования на гидравлическое сопротивление экономайзера. Аналогично движение пара в пароперегревателе обусловлено перепадом давления, возникающим между зоной парообразования и турбиной.

В парообразующих трубах совместное движение воды и пара и преодоление гидравлического сопротивления этих труб в котлах различных типов организовано по-разному. Различают паровые котлы с естественной циркуляцией, с принудительной циркуляцией и прямоточные.

Паровые котлы с естественной циркуляцией. Рассмотрим работу замкнутого контура (рис. 1.6,а), состоящего из двух систем труб: обогреваемых 6 и необогреваемых 4, объединенных вверху барабаном 3, а внизу — коллектором 5. Замкнутая гидравлическая система, состоящая из обогреваемых и необогреваемых труб, образует *циркуляционный контур*. Объем барабана, заполненный водой, называют *водяным объемом*, а занятый паром — *паровым объемом*. Поверхность, разделяющую паровой и водяной объем, называют *зеркалом испарения*. Водяной объем барабана и парообразующие трубы заполнены *котловой водой*.

В обогреваемых трубах 6 вода закипает, и поэтому они заполнены пароводяной смесью плотностью ρ_n . Необогреваемые трубы 4 заполнены водой, имеющей плотность ρ при давлении в барабане. Следовательно, нижняя точка контура — коллектор, с одной стороны, подвержена давлению столба воды, заполняющей необогреваемые трубы, равному $H\rho'g$, а с другой — давлению столба пароводяной смеси, заполняющей обогреваемые трубы, равному $H\rho_n g$. Создающаяся в результате образования пара разность давлений $H(\rho' - \rho_n)g$ вызывает

движение в контуре и называется *движущим напором естественной циркуляции*

$$S_{\text{дв}} = H(\rho' - \rho_n)g, \quad (1.1)$$

где $S_{\text{дв}}$ — движущий напор естественной циркуляции, Па; H — высота контура, м; ρ' и ρ_n — соответственно плотность воды и пароводяной смеси, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

По обогреваемым трубам вверх движется пароводяная смесь, в связи с чем они получили название *подъемных труб*, а по необогреваемым трубам движется вниз вода — это *опускные трубы*.

Агрегаты, в парообразующих трубах которых движение рабочего тела создается под воздействием напора циркуляции, естественно возникающего при обогреве этих труб, получили название *паровых котлов с естественной циркуляцией*.

В отличие от движения воды в экономайзере и пара в пароперегревателе, в которых рабочий процесс заканчивается при однократном прохождении рабочего тела через поверхность нагрева, движение рабочего тела в циркуляционном контуре многократное. Это значит, что в процессе одного цикла прохождения через парообразующие трубы вода испаряется не полностью, а лишь частично и поступает в барабан в виде пароводяной смеси. При естественной циркуляции массовое паросодержание на выходе из парообразующих труб составляет 3—25%. При паросодержании на выходе, равном, например, 20%, для полного испарения вода должна совершить движение через контур циркуляции пять раз.

Поскольку процесс образования пара происходит непрерывно и питательная вода в барабан также поступает непрерывно в соответствии с расходом пара, в контуре все время циркулирует вода и количество ее не изменяется. Отношение массового расхода циркулирующей воды G_v , кг/с, к количеству образовавшегося пара в единицу времени G_n , кг/с, называется *кратностью циркуляции*

$$k = G_v / G_n. \quad (1.2)$$

В котлах с естественной циркуляцией кратность циркуляции находится в пределах 4—30 и более.

В парообразующих трубах можно организовать движение рабочего тела принудительно, например насосом, включенным в контур циркуляции. Такие агрегаты получили название *котлов с многократной принудительной циркуляцией* (рис. 1.6,б). Движущий напор циркуляции в этом случае в несколько раз превышает движущий напор при естественной циркуляции. Это позволяет расположить парообразующие трубы любым образом, исходя из условий конструирования котла, и организовывать в нем циркуляцию не только с вертика-

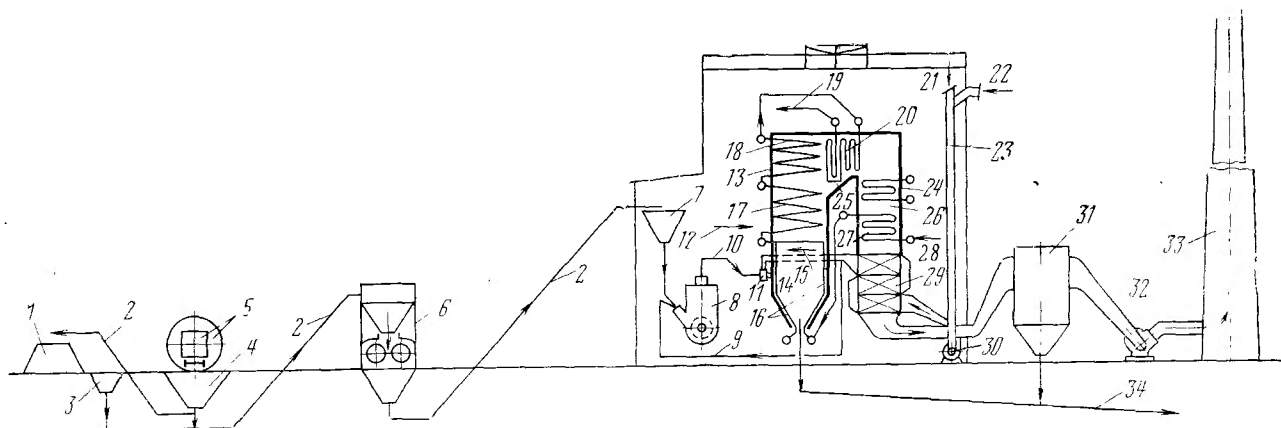


Рис. 1.7. Технологическая схема производства пара.

1 — штабель угля; 2 — ленточный транспортер; 3 и 4 — бункер; 5 — вагоноопрокидыватель с железнодорожным вагоном; 6 — дробильный завод; 7 — бункер дробилки; 8 — углеразмольная мельница; 9 — первичный воздух; 10 — пылевоздушная смесь; 11 — горелки; 12 — фронт котла; 13 — паровой котел; 14 — топочная камера; 15 — вторичный воздух; 16 — НРЧ; 17 — СРЧ; 18 — ВРЧ; 19 — перегретый пар; 20 — конвективный пароперегреватель; 21 — забор воздуха из помещения; 22 — забор наружного воздуха; 23 — короб холодного воздуха; 24 — промежуточный пароперегреватель; 25 — горизонтальный газоход; 26 — конвективная шахта (вертикальный газоход); 27 — экономайзер; 28 — питательная вода; 29 — воздухоподогреватель; 30 — дутьевой вентилятор; 31 — золоуловитель; 32 — дымосос; 33 — дымовая труба; 34 — шлакозоловый канал.

ным подъемным движением, но также с горизонтальным и даже опускным движением пароводяной смеси. В паровых котлах этого типа кратность циркуляции составляет 3—10.

Отличительной особенностью паровых котлов с естественной и многократной принудительной циркуляцией является наличие барабана — емкости, позволяющей организовать циркуляцию в замкнутой гидравлической системе и обеспечить отделение воды от пара. Барабан фиксирует все зоны котла: экономайзерную, парообразующую и пароперегревательную.

Барабанные котлы работают при докритическом давлении (ДКД), $p < p_{кр}$.

Прямоточные паровые котлы не имеют барабана, и через парообразующие трубы рабочее тело проходит однократно (рис. 1.6, в), так что кратность циркуляции $k=1$. Прямоточный котел представляет собой разомкнутую гидравлическую систему. Отличительной особенностью прямоточных котлов также является отсутствие четкой фиксации экономайзерной, парообразующей и пароперегревательной зон. В парообразующих поверхностях нагрева прямоточных котлов происходит безостановочное превращение воды в пар. Прямоточные котлы работают на ДКД и сверхкритическом давлении (СКД), $p \geq p_{кр}$.

В паровых котлах с комбинированной циркуляцией (рис. 1.6, г) при пуске обратный клапан 10 открыт и агрегат работает по схеме (рис. 1.6, б). При достижении определенной нагрузки циркуляционный насос отключается, обратный клапан автоматически закрывается и паровой котел переключается на работу по прямоточной схеме (рис. 1.6, в).

1.3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВА ПАРА

Технологическая схема производства пара на паротурбинной электрической станции с прямоточными котлами и сжиганием твердого топлива в пылевидном состоянии показана на рис. 1.7. Твердое топливо в виде кусков поступает в приемно-разгрузочное помещение в железнодорожных вагонах. Вагоны заталкиваются в вагоноопрокидыватели и вместе с ними, поворачиваясь вокруг своей оси примерно на 180° , разгружаются в расположенные ниже бункера. С помощью автоматических питателей топливо поступает на ленточные конвейеры первого подъема, передающие его в дробилки. Отсюда поток измельченного топлива — дробленки (размеры кусочков топлива не более 25 мм) конвейером второго подъема подается в бункера котельной. Далее дробленка поступает в углеразмольные мельницы, где окончательно измельчается и подсушивается. Образовавшаяся топливно-воздушная смесь поступает в топочную камеру.

В отечественной энергетике наиболее широкое распространение получили паровые котлы с П-образным профилем (подробно — см. § 21.1) — это две вертикальные призматические шахты, соединенные сверху горизонтальным газоходом. Первая шахта — большая по размерам — является топочной камерой (топкой). В зависимости от мощности агрегата и сжигаемого топлива ее объем колеблется в широких пределах — от 1000 до 30 000 м³ и более. В топочной камере по всему периметру и вдоль всей высоты стен обычно располагаются трубные плоские системы — топочные экраны. Они получают теплоту прямым излу-

чением от факела и являются *радиационными поверхностями нагрева*. В современных агрегатах топочные экраны часто выполняют из плавниковых труб, свариваемых между собой и образующих сплошную газоплотную (газо-непроницаемую) оболочку. Газоплотная экранная система покрыта оболочкой из теплоизоляционного материала, которая уменьшает потери теплоты от наружного охлаждения стен агрегата, обеспечивает нормальные санитарно-гигиенические условия в помещении и исключает возможность ожогов персонала.

Вторая вертикальная шахта и соединяющий ее с топочной камерой горизонтальный газоход служат для размещения поверхностей нагрева, получающих теплоту конвекцией, и потому называются *конвективными газоходами*, а сама вертикальная шахта — *конвективной шахтой*. Поверхности нагрева, размещаемые в конвективных газоходах, получили название *конвективных*.

После отдачи теплоты топочным экранам продукты сгорания покидают топку при температуре 900—1200°C (в зависимости от вида топлива) и поступают в горизонтальный газоход.

По мере движения в трубах топочных экранов вода превращается в пар. Поверхности нагрева, в которых образуется пар, являются *испарительными, парообразующими*. В прямоточном котле испарительная поверхность нагрева располагается в нижней части топки и потому называется *нижней радиационной частью* (НРЧ). При СКД в ней размещается *радиационный экономайзер*. Вода, поступающая в паровой котел, называется *питательной водой*.

Питательная вода содержит примеси. В процессе парообразования увеличивается содержание пара, вода при этом упаривается, а концентрация примесей возрастает. При достижении определенных концентраций в конце зоны парообразования на внутренней поверхности труб образуются отложения в виде *накипи*. Теплопроводность отложений в десятки раз меньше теплопроводности металла, из которого выполнены поверхности нагрева. Это ухудшает теплопередачу к рабочей среде и при интенсивном обогреве в топочной камере приводит к перегреву металла труб, снижению прочности и разрыву под действием внутреннего давления рабочей среды.

Поверхность нагрева, в которой завершается парообразование и осуществляется переход к перегреву пара, называют *переходной зоной*. В этой зоне преимущественно и образуются отложения. Для облегчения работы металла в ранних конструкциях прямоточных котлов переходную зону выносили из топочной камеры в конвективный газоход, где ин-

тенсивность обогрева примерно на порядок меньше — *вынесенная переходная зона*. В настоящее время прямоточные котлы питаются практически чистой водой и нормально накипь не образуется, поэтому в современных котлах вынесенной переходной зоны не делают и рабочая среда из НРЧ поступает непосредственно в вышерасположенные топочные экраны, в которых пар уже перегревается — *радиационный пароперегреватель*. Он может состоять либо из двух поверхностей нагрева: *средней радиационной части* (СРЧ) и *верхней радиационной части* (ВРЧ), включенных между собой по пару последовательно, либо только ВРЧ, включенной непосредственно за НРЧ. Из ВРЧ частично перегретый пар поступает в последнюю по ходу пара поверхность нагрева, расположенную в конвективном газоходе — *конвективный пароперегреватель*, в котором он доводится до необходимой температуры. Из конвективного пароперегревателя перегретый пар заданных параметров (давления и температуры) направляется в турбину. Как и любая конвективная поверхность нагрева, конвективный пароперегреватель представляет собой систему большого числа параллельно включенных между собой трубчатых змеевиков из стальных труб, объединенных на входе и выходе коллекторами.

Температура продуктов сгорания за конвективным пароперегревателем достаточно высока (800—900°C). Частично отработавший в турбине пар снова направляют в паровой котел для *вторичного (промежуточного) перегрева* до температуры, обычно равной температуре пара, выдаваемого основным пароперегревателем. Этот пароперегреватель получил название *промежуточного*.

На выходе из промежуточного пароперегревателя продукты сгорания имеют еще высокую температуру (500—600°C) и поэтому содержащуюся в них теплоту утилизируют в конвективном экономайзере. В него поступает питательная вода, которая подогревается до температуры, меньшей температуры насыщения. При этой температуре вода поступает в НРЧ. За экономайзером температура продуктов сгорания составляет 300—450°C и более. Дальнейшая утилизация теплоты осуществляется в следующей конвективной поверхности нагрева для подогрева воздуха — *воздухоподогревателе*. Воздухоподогреватель часто представляет собой систему вертикальных труб, через которые проходят продукты сгорания, а между трубами — нагреваемый воздух. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель (холодный воздух) 30—60°C, на выходе (горячий воздух) 250—420°C в зависимости от топлива и способа его сжигания.

При сжигании твердого топлива в пылевидном состоянии горячий воздух делят на два потока. *Первичный воздух* служит для подсушки топлива при размоле и транспорта готовой топливной пыли через горелки в топочную камеру. Температура топливно-воздушной смеси 70—130°C. *Вторичный воздух* поступает через горелки в топку непосредственно (минуя мельничную систему) при температуре за воздухоподогревателем.

После воздухоподогревателя продукты сгорания имеют уже достаточно низкую температуру (110—160°C). Дальнейшая утилизация теплоты этих продуктов сгорания экономически нецелесообразна, и их выбрасывают *дымососом* через дымовую трубу в атмосферу. Они получили название *уходящих газов*.

В результате сжигания топлива остается зола, которая в основной массе уносится продуктами сгорания. Ее улавливают в *золоуловителе*, размещаемом перед *дымососом*. Этим предотвращается абразивный износ дымососов и загрязнение атмосферы золой. Уловленная зола удаляется устройствами *золоудаления*. Часть золы выпадает в нижнюю часть топки и также непрерывно удаляется через систему *золошлакоудаления*.

Технологическая схема производства пара с барабанными котлами отличается лишь конструкцией и работой самих паровых котлов (рис. 1.8). В этом случае образующаяся в топочных экранах пароводяная смесь поступает в барабан. Выделившийся в барабане практически сухой пар поступает в пароперегреватель, а затем в турбину.

Из рассмотрения технологической схемы производства пара (см. рис. 1.7) следует, что в состав котельной установки входят:

топливный тракт — комплекс элементов, в котором осуществляется подача, дробление и размол твердого топлива, его транспортировка и подача в топочную камеру для сжигания. Топливный тракт включает дробильное оборудование, транспортеры, бункер дробленого топлива, углеразмольную мельницу и соединяющие ее с топочной камерой пылепроводы. До бункеров дробленки топливо перемещается конвейерами; сопротивление по топливному тракту, начиная с мельницы, преодолевается напором, создаваемым вентилятором;

водопаровой тракт, представляющий собой систему последовательно включенных элементов оборудования, в которых движется питательная вода, пароводяная смесь и перегретый пар. Водопаровой тракт включает следующие элементы оборудования: экономайзер, топочные экраны и пароперегреватели;

воздушный тракт, представляющий собой комплекс оборудования для приемки атмо-

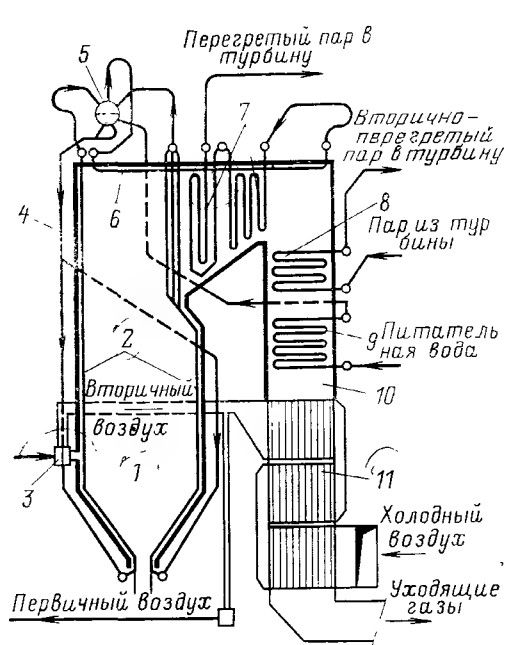


Рис. 1.8. Схема барабанного котла с естественной циркуляцией.

1 — топочная камера; 2 — топочные экраны; 3 — горелки; 4 — опускные трубы; 5 — барабан; 6 — радиационный пароперегреватель; 7 — конвективный пароперегреватель; 8 — промперегреватель; 9 — экономайзер; 10 — конвективный газоход; 11 — воздухоподогреватель.

сферного (холодного) воздуха, его подогрева, транспортировки и подачи в топочную камеру. Воздушный тракт включает короб холодного воздуха, воздухоподогреватель (воздушная сторона), короб горячего воздуха и горелочные устройства;

газовый тракт — комплекс элементов оборудования, по которому осуществляется движение продуктов сгорания до выхода в атмосферу; он начинается в топочной камере, проходит через пароперегреватели, экономайзер, воздухоподогреватель (газовая сторона), золоуловитель и заканчивается дымовой трубой.

Воздушный и газовый тракты соединяются между собой последовательно. Так образуется *газовоздушный тракт*. Переход от одного к другому осуществляется в объеме топочной камеры. Схема газовоздушного тракта показана на рис. 1.9,а. Здесь воздух транспортируют дутьевыми вентиляторами и соответствующий воздушный тракт на участке вентилятор — топка находится под давлением выше атмосферного. Продукты сгорания транспортируют дымососами, расположенными после котла, в связи с чем топка и все газоходы находятся под разрежением. Такую схему тяги и дутья называют *уравновешенной, или сбалансированной*.

Транспорт воздуха до топки и продуктов сгорания до выхода в атмосферу можно

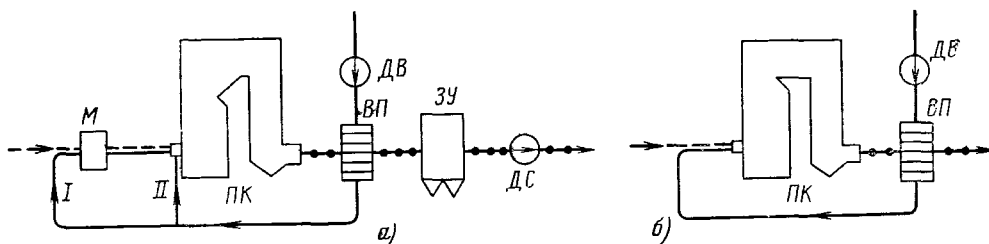


Рис. 1.9. Схемы газовоздушного тракта.

а — котел с уравновешенной тягой пылеугольной электростанции; *б* — котел с наддувом газомасляной электростанции; ПК — паровой котел; ВП — воздухоподогреватель; ЗУ — золоуловитель; М — углеразмольная мельница; ДВ — дутьевой вентилятор; ДС — дымосос; --- топливо; — воздух; I — первичный воздух; II — вторичный воздух; —●—●—●— продукты сгорания.

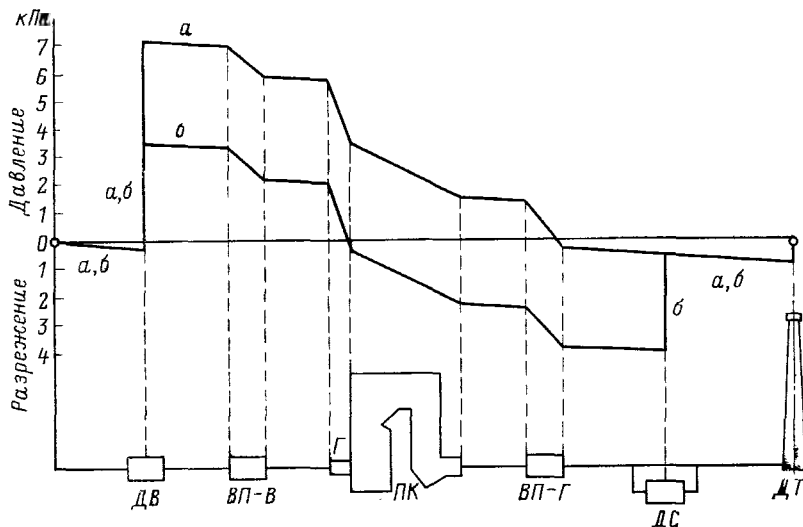


Рис. 1.10. Распределение давления в газовоздушном тракте котельной установки при наддуве (*а*) и уравновешенной тяге (*б*).

ДВ — дутьевой вентилятор; ВП-В — воздухоподогреватель (воздушная сторона); Г — горелка; ПК — паровой котел; ВП-Г — воздухоподогреватель (газовая сторона); ДС — дымосос; ДТ — дымовая труба.

также обеспечить только дутьевыми вентиляторами — без дымососов (рис. 1.9, б). Топка и газоходы в этом случае будут находиться под некоторым избыточным давлением — *наддувом*. Для наглядности на рис. 1.10 показано сопоставление распределения давления в газовоздушном тракте котельной установки, работающей с уравновешенной тягой и наддувом.

1.4. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Паропроизводительностью D , т/ч (или кг/с), называют количество пара, вырабаты-

ваемого паровым котлом в единицу времени. Расчет котла ведут на номинальную производительность $D_{\text{ном}}$, под которой понимают ту наибольшую нагрузку, которую он должен на расчетном топливе устойчиво нести длительное время при номинальных значениях параметров пара и питательной воды. Промышленность выпускает стационарные энергетические паровые котлы широкого диапазона производительности (табл. 1.1).

В настоящее время энергетика СССР базируется главным образом на использовании агрегатов, вырабатывающих 1000, 1650 и 2650 т/ч пара на сверхкритические параметры (давление 25,5 МПа, перегрев пара 545°C,

Таблица 1.1

Классификация по давлению и тип котла		Давление на выходе из котла, МПа	Давление в барабанах, МПа	Температура перегретого пара, °C		Температура питательной воды, °C	Номинальная паропроизводительность $D_{\text{ном}}$, т/ч
				Свежий пар	Вторично-перегретый		
Среднее Высокое	С естественной циркуляцией	4	4,4	440	—	145	25; 35; 50; 75
		10	11,5	540	—	215	120; 160; 220
		14	15,5	570; 560	—	230	320; 420; 500; 820
		14	15,5	570; 545	570; 545	230	640; 670
Сверхкритическое	Прямоточные	14	—	570; 545; 515	570; 545; 515	230	640; 670; 1800
		25,5	—	565; 545	567; 542	270	950; 1000; 1600; 1650; 2500; 2650; 3950

промежуточный перегрев пара 545°C) и к. п. д. 1%. Такие котлы обеспечивают паром мощностью соответственно 300, 500 и 800 МВт. Паровой котел и турбина образуют энергетический блок. Введен в эксплуатацию энергетический блок 1200 МВт с котлом производительностью 3950 т/ч. В условиях ТЭЦ применяются котлы и на более низкие параметры и меньшей производительности.

Параметры перегретого пара характеризуются его давлением и температурой в выходном коллекторе пароперегревателя. Устанавливаемые на электростанциях котлы различаются по давлению: *высокого* (10 и 14 МПа) и *сверхкритического* (25,5 МПа). Паровые котлы давлением 14 МПа и выше, как правило, выполняют с вторичным перегревом пара.

Классификация стационарных энергетических паровых котлов по параметрам перегретого пара приведена в той же табл. 1.1. Находится в эксплуатации котел производительностью 700 т/ч на давление 31,5 МПа с перегревом свежего пара до 655°C и вторичным перегревом до 570°C.

Типы и типоразмеры паровых котлов. В СССР действует ГОСТ 3619-76 на паровые котлы, в котором регламентированы давление и температура свежего и вторично-перегретого пара, паропроизводительность и температура питательной воды. В этом ГОСТ приняты обозначения типов паровых котлов: П — котел прямоточный; Е — то же с естественной циркуляцией; Пр — то же с принудительной циркуляцией; Пп — прямоточный котел с вторичным перегревом пара; Еп — котел с естественной циркуляцией и вторичным перегревом пара и типоразмеров паровых котлов: первое число — паропроизводительность, т/ч, второе число — давление пара, кгс/см² (1 кгс/см² ≈ 0,1 МПа).

Обозначения типоразмеров относятся к котлам с топками для сжигания твердого

топлива при удалении из них шлака в твердом состоянии. Например, типоразмер Пп-950-255 означает: прямоточный котел с промежуточным перегревом пара паропроизводительностью 950 т/ч, давлением перегретого пара 25,5 МПа (255 кгс/см²) для твердого топлива и удалением из топки шлака в твердом состоянии. При сжигании других видов топлива вводятся дополнительные обозначения: Г — газовое топливо; М — мазут, ГМ — газ и мазут; К — комбинированное: твердое топливо, газ и мазут; Ж — жидкое шлакоудаление. Например, типоразмер Е-420-140ГМ означает: паровой котел с естественной циркуляцией для сжигания газа и мазута на 420 т/ч пара при давлении около 14 МПа (140 кгс/см²); Е-420-140Ж — котел с естественной циркуляцией на те же параметры, но для сжигания твердого топлива и удаления шлака в жидком состоянии.

Действуют также заводские обозначения на котлы, в которых сначала записываются завод-изготовитель: Т — Таганрогский котельный завод «Красный котельщик» (ТКЗ), П — Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе (ЗиО), БКЗ — Барнаульский котельный завод.

Коэффициент блочности. Повышения качества и ускорения сроков производства и монтажа достигают блочным изготовлением котлов на заводе, в связи с чем размеры блоков должны вписываться в железнодорожные габариты. На монтажной площадке из блоков собирают паровой котел. Коэффициент блочности, под которым понимают отношение массы блоков к полной массе агрегата, достигает 80—90%. Наибольшие трудности возникают при изготовлении блоков каркаса. Блочное производство оказывает влияние на конструкцию котла, так как условия транспорта и монтажа выдвигают ряд особых требований к конструкции блоков.

Глава вторая

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

2.1. ВИДЫ ТОПЛИВА И ЕГО СОСТАВ

Отечественная энергетика развивается за счет строительства электростанций на органическом и ядерном топливе.

Органическим топливом называют горючие вещества, способные активно вступать в реакцию с кислородом и обладающие значительным удельным тепловыделением (на единицу массы или объема).

К энергетическим видам топлив относятся такие, которые экономически целесообразно

использовать для получения больших количеств теплоты. Запасы их должны быть огромны и относительно легко доступны для массового использования. Кроме того, они не должны являться ценным сырьем для других отраслей промышленности. В качестве энергетических топлив электростанций наибольшее значение имеют: твердое — каменные и бурые угли и отходы их переработки, антрацит и полуантрацит; жидкое — мазут; газовое — природный газ. В меньшей мере используются торф и горючие сланцы, стабилизированная

нефть и горючие газы промышленности (доменный, коксовый), хотя в отдельных районах страны они составляют заметную часть топливного баланса.

В последнее время все возрастающее значение для получения энергии и прежде всего электрической приобретает широкое строительство АЭС, использующих энергию распада радиоактивных ядер атомов тяжелых металлов урана (^{235}U) и плутония (^{239}Pu). Самая богатая урановая руда — уранинит — содержит 65—90% двуокиси урана UO_2 , в составе которой радиоактивного ^{235}U содержится всего 0,72%, а остальное составляет обычный ^{238}U . Для повышения содержания ^{235}U в исходном ядерном топливе его подвергают обогащению на газодиффузионных заводах до 1,5—3,5% ^{235}U , после чего загружают в ядерные реакторы. При делении 1 кг ^{235}U выделяется около 85 млн. МДж теплоты, что эквивалентно сжиганию 3500 т каменного угля с теплотой сгорания 24,5 МДж/кг.

Из общего потребления органического топлива в стране около 40% приходится на долю энергетики. В топливном балансе тепловых электростанций преимущество имеют *угли, мазут и природный газ*. Доля сжигаемого угля на ТЭС возрастает за счет использования угольных месторождений Сибири и Северного Казахстана. Примерно на таком же уровне находится использование мазута и природного газа. На остальные виды твердого топлива — *горф, сланцы* приходится всего 6—7% общего расхода топлива электростанциями. Ускоренное развитие получит добыча углей в новых месторождениях более дешевым способом — открытым.

Все ископаемые — твердые топлива и нефть получились в процессе длительного преобразования исходной растительной массы и отмерших животных организмов под слоем земли или воды, причем этот процесс протекал с различной скоростью в направлении постепенного *обуглероживания (углефикации)* топлива, т. е. повышения в нем содержания углерода и уменьшения количества кислорода и водорода (рис. 2.1).

Степень обуглероживания, характеризующая глубину химических превращений в топливе (так называемый *химический возраст топлива*), не определяется прямо его *геологическим возрастом*, т. е. длительностью во времени процесса углеобразования.

Сырая нефть является смесью органических соединений и включает в себя небольшое количество жидких сернистых и азотных соединений, парафинов и смол. После извлечения легких фракций и масел (бензина, лигроина, керосина, газойля, солярового масла) остаются сильновязкие тяжелые фракции — мазут, который и используется как энергетическое жидкое топливо. При этом минеральные примеси, входящие в нефть, концентрируются в мазуте.

Природные газы образуются одновременно с нефтью либо получаются в результате синтеза в присутствии воды и карбидов металлов на больших глубинах под воздействием высокого давления и температуры. Во многих случаях выход газов сопутствует добыче нефти. Это так называемые *попутные газы*, которые также возможно использовать в качестве энергетического топлива.

Использование газообразных и жидких топлив по сравнению с углем не только повышает общую культуру эксплуатации электростанций, но и приводит к ощутимому снижению стоимости основного оборудования, росту к. п. д. установок. Так, при сооружении электростанций, сжигающих газ и мазут, удельные капиталовложения по сравнению с электростанцией равной мощности на угле снижаются на 20—24%, а экономичность газомазутных станций по отпуску электроэнергии на 4% выше, чем работающих на угле.

Однако разведанные запасы природных газов и нефти ограничены и составляют около 6% всех мировых запасов органических топлив. Кроме того, природные газы и нефть являются ценнейшим сырьем для народного хозяйства. Запасы же угля превышают 71% мировых разведанных ресурсов топлива и являются основным органическим топливом.

Органическая часть твердых и жидких топлив состоит из большого количества сложных химических соединений, в состав которых в основном входят пять химических элементов: углерод С, водород Н, кислород О, сера S и азот N. Кроме того, топливо содержит минеральные примеси А, попавшие в исходную залежь в основном извне, и влагу W. Поэтому химический состав твердых и жидких топлив определяют не по количеству соединений, а по суммарной массе химических элементов в топливе в процентах от 1 кг, т. е. устанавливают *элементарный состав топлива*.

Различают следующие пять основных элементарных масс топлива [7]:

рабочая масса топлива

$$\text{C}^p + \text{H}^p + \text{O}^p + \text{N}^p + \text{S}^p_{\text{п}} + \text{A}^p + \text{W}^p = 100\%; \quad (2.1)$$

аналитическая масса топлива

$$\text{C}^a + \text{H}^a + \text{O}^a + \text{N}^a + \text{S}^a_{\text{п}} + \text{A}^a + \text{W}^a = 100\%; \quad (2.2)$$

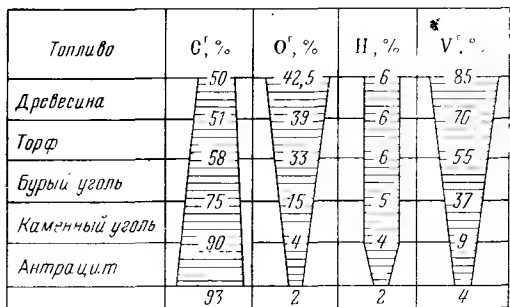


Рис. 2.1. Изменение элементарного состава основных видов топлив.

сухая масса топлива

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S_{cl} + A^c = 100\%; \quad (2.3)$$

условная горючая масса топлива

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S_{rl} = 100\%; \quad (2.4)$$

органическая масса топлива

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S^o = 100\%. \quad (2.5)$$

Рабочей считается масса топлива в том виде, в каком она поступает на ТЭС. Расчет расхода топлива и полученных объемов продуктов сгорания производится по составу рабочей массы. Рабочее топливо, измельченное до порошкообразного состояния и доведенное в лабораторных условиях до воздушно-сухого состояния, теряет внешнюю влагу, и масса его называется *аналитической*. Оставшуюся влагу W^a топлива, связанную с его исходным веществом, называют чаще *гигроскопической*, т. е. $W^a = W_{ги}$.

Если топливо нагреть до $102-105^\circ\text{C}$, то испарится вся влага и тогда получится *сухая масса* топлива. В *горючую массу* топлива входят химические элементы исходного органического вещества; кроме того, сюда причисляют серу минеральных горючих соединений (например, серного колчедана FeS_2), поэтому она называется *условной горючей массой*.

В уравнениях (2.1)–(2.4) через $S_{л}$ обозначена *летучая сера*, представляющая собой сумму колчеданной и органической серы, способной к окислению в топке: $S_{л} = S_{к} + S^o$.

Органическая масса отличается от горючей только отсутствием колчеданной серы. Кроме указанных двух видов серы, существует еще сульфатная сера S_c , которая входит в состав высших окислов (например, CaSO_4) и дальнейшему окислению не подвергается. Схема элементарного состава различных масс твердого топлива приведена на рис. 2.2. В составе топлива различают *внешний балласт*, состоящий из влаги и минеральной части, и *внут-*

ренний балласт, входящий в исходное органическое вещество топлива. К нему относятся кислород и азот.

Горючими элементами топлива являются углерод, водород и сера. Углерод является основным горючим элементом топлива. Он имеет высокую теплоту сгорания ($34,1 \text{ МДж/кг}$) и составляет большую часть рабочей массы топлива ($50-75\%$ в твердых топливах и $83-85\%$ в мазутах). Водород имеет высокую теплоту сгорания ($120,5 \text{ МДж/кг}$), но его количество в твердых топливах невелико ($H^p = 2-4\%$) и несколько больше в жидких ($10-11\%$). Сера имеет невысокую теплоту сгорания ($9,3 \text{ МДж/кг}$) и содержится в топливах в малых количествах ($S^p = 0,3-4\%$), поэтому не представляет ценности как горючий элемент. Наличие окислов серы в продуктах сгорания увеличивает опасность коррозии металла поверхностей нагрева и при определенных концентрациях опасно для организмов и растительности, что требует принятия мер для их улавливания. В зависимости от содержания серы различают малосернистый ($S^p < 0,5\%$), сернистый ($S^p = 0,5-2\%$) и высокосернистый ($S^p > 2\%$) мазуты.

В отличие от твердого и жидкого топлива газовое топливо представляет собой механическую смесь горючих и негорючих газов. Природные газы преимущественно (до $90-96\%$) содержат метан CH_4 , в небольшом количестве тяжелые углеводороды (этан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} и др.), которые часто записываются в виде общей формулы C_mH_n ($1-6\%$). Кроме того, природный газ содержит негорючие компоненты: немного азота N_2 ($1-4\%$) и двуокись углерода CO_2 ($0,1-0,2\%$).

2.2. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА И ПРИВЕДЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Количество теплоты, выделяющейся при сгорании единицы массы или объема топлива, является его основной теплотехнической характеристикой. Различают высшую и низшую теплоту сгорания топлива. *Высшей теплотой сгорания* Q_v называют количество теплоты, которое выделяется при сгорании 1 кг твердого или жидкого и 1 м^3 газового топлива при условии конденсации водяных паров и охлаждения всех продуктов сгорания до 0°C . *Низшая теплота сгорания* Q_n отличается от высшей на теплоту испарения влаги топлива и влаги, образующейся при горении водорода. В энергетических установках влага в продуктах сгорания остается в парообразном состоянии и теплота, затраченная на ее испарение, теряется. Чем больше влажность топлива, тем меньше Q_n .

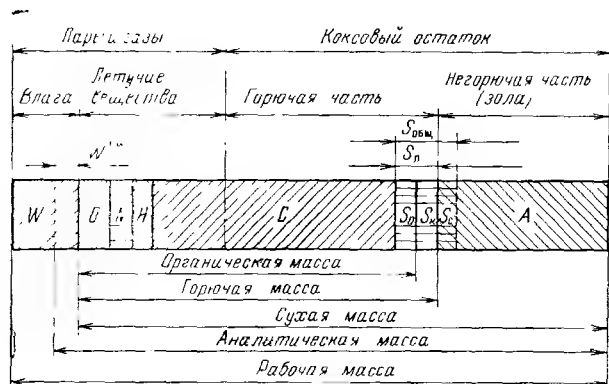


Рис. 2.2. Схема элементарного состава твердого топлива.

Низшую теплоту сгорания, кДж/кг, можно определить следующим образом:

$$Q_H = Q_W - Q_{\text{в}}. \quad (2.6)$$

В общем случае теплота конденсации влаги, кДж/кг,

$$Q_W = 2500 \left(\frac{9H}{100} + \frac{W}{100} \right) = 225H + 25W, \quad (2.7)$$

где H , W — содержание водорода и влажность топлива в процентах; 2500 — теплота конденсации 1 кг влаги при атмосферном давлении, кДж/кг.

При нахождении низшей теплоты сгорания для других масс топлива, кроме аналитической и рабочей, формула (2.7) упрощается ввиду отсутствия влаги

$$Q_W = 225 H.$$

Высшая теплота сгорания твердого и жидкого топлива может быть определена экспериментально путем сжигания порции топлива в специальной калориметрической установке.

Теплоту сгорания топлива можно приближенно определить на основании данных его элементарного состава.

Наиболее удачными в отношении простоты и точности являются формулы Д. И. Менделеева с эмпирически подобранными коэффициентами для соответствующих горючих элементов. Так, для определения низшей теплоты сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива формула имеет следующий вид:

$$Q_{P_H} = 339C_P + 1030H_P - 109(O_P - S_P) - 25W_P, \quad (2.8)$$

где C_P , H_P и т. д. — элементы рабочей массы топлива, %. Для газовых топлив при точно известном их составе теплота сгорания 1 м³ сухого газа может быть подсчитана достаточно точно по формуле

$$Q_{C_H} = 0,01 (Q_{H_2}H_2 + Q_{CO}CO + Q_{CH_4}CH_4 + Q_{C_2H_6}C_2H_6 + \dots), \quad (2.9)$$

где H_2 , CO , CH_4 , C_2H_6 и т. д. — объемная доля горючих газов в топливе, %; Q_{H_2} , Q_{CO} , Q_{CH_4} , $Q_{C_2H_6}$ и т. д. — теплота сгорания соответствующих газов, кДж/м³.

Паровые котлы одинаковой производительности могут потреблять существенно разное количество топлива, так как его теплота сгорания у разных видов изменяется в широких пределах. Для сравнения экономичности работы электростанций и упрощения расчетов при сжигании различных видов топлива введено понятие *условного топлива*, имеющего теплоту сгорания $Q_{y.t} = 29,33$ МДж/кг (7000 ккал/кг). Потребление разных видов топлива электростанциями может быть пересчитано в условное топливо по соотношению

$$B_{y.t} = B \frac{Q_{P_H}}{Q_{y.t}}, \quad (2.10)$$

где $B_{y.t}$, B — расход соответственно условного топлива и натурального.

Выражение элементарного состава топлива, а также внешнего балласта его (влажности, зольности) в процентах от исходной массы сжигаемого топлива нашло широкое применение в энергетике. Однако при анализе условий работы парового котла такой способ выражения характеристик топлива не всегда удобен. Так, с увеличением доли внешнего балласта в топливе снижается его теплота сгорания. Для обеспечения той же паропроизводительности котла потребуется увеличить расход топлива. В итоге массовое количество балласта, поступающего в топку, возрастет в значительно большей мере, чем увеличится расход топлива, что может создать недопустимые условия для эксплуатации парового котла. Таким образом, процентное содержание влаги, золы или серы в топливе еще не является достаточной мерой энергетической ценности топлива.

Более полную характеристику массовых расходов при сравнении сжигаемых в паровом котле топлив дает выраженное в процентах содержание химических элементов и балласта, отнесенное к единице низшей теплоты сгорания топлива 1 МДж, которое называют *приведенной характеристикой топлива*.

Приведенные влажность, зольность и сернистость (% кДж/МДж) определяют соответственно по формулам:

$$W^p = \frac{W^p}{Q_{P_H}}; \quad A^p = \frac{A^p}{Q_{P_H}}; \quad S^p = \frac{S^p}{Q_{P_H}}. \quad (2.11)$$

Так, при одинаковой исходной сернистости ($S^p = 3\%$) мазута ($Q_{P_H} = 39$ МДж/кг) и бурого угля ($Q_{P_H} = 12$ МДж/кг) массовый выброс окислов серы с продуктами сгорания во втором случае будет в 3,25 раза больше в соответствии с отношением приведенных сернистостей топлив: у мазута $S^p = 0,077$, у бурого угля $S^p = 0,25$.

2.3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ

Обеспечение экономичного сжигания топлива в паровых котлах зависит от знания и правильного учета ряда определяющих характеристик топлива, к которым, кроме теплоты сгорания, относятся зольность, влажность, выход летучих веществ.

Зольность. Минеральные примеси содержатся во всех видах твердого топлива. Большая их часть не связана с органической массой топлива. По происхождению примеси можно разделить на внутренние, накопившиеся в пластах топлива в процессе его образования, и внешние, попавшие в топливо из окружающей породы при его добыче.

При сжигании топлива его минеральная часть подвергается высокотемпературному преобразованию. Сложные минеральные соединения типа глинистых минералов $Al_2O_3 \times 2SiO_2 \times 2H_2O$, полевых шпатов $K_2O \times Al_2O_3 \times 6SiO_2$, сульфатов и карбонатов $CaSO_4 \times 2H_2O$, $CaMg(CO_3)_2$ и другие подвергаются разрушению с частичным доокислением за счет кислорода воздуха. В результате остаток после сгорания топлива — зола — состоит в основном из ряда окислов: SiO_2 , Al_2O_3 , Fe_2O_3 , CaO , MgO , K_2O , Na_2O и оказывается в среднем на 10% меньше исходной минеральной массы топлива. Процентное количество золowego остатка по отношению к навеске натурального топлива называют зольностью топлива.

Свойства золы играют большую роль в организации работы парового котла. Мельчайшие твердые частицы золы подхватываются потоком топочных газов и уно-

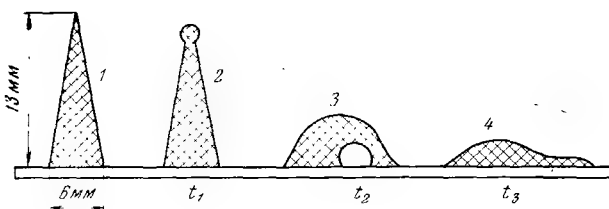


Рис. 2.3. К определению плавкости золы топлива по состоянию золовой пирамидки.
1 — до нагрева; 2 — начало деформации; 3 — размягчение; 4 — жидкоплавкое состояние.

ся из топочной камеры, образуя летучую золу. Часть золы, расплавленной в ядре факела, выпадает в низ топочной камеры или прилипает к ограждающим стенам топки и при затвердевании образует шлаки, т. е. твердые растворы минералов, химический состав которых может отличаться от состава летучей золы.

Особое значение при организации процесса сжигания топлива имеют характеристики плавкости золы. Температуры плавления отдельных минералов и их сплавов сильно различны и находятся в пределах $2900-600^{\circ}\text{C}$. Поэтому плавление золы не происходит при какой-либо определенной температуре, а представляет процесс постепенного размягчения от твердого до жидкого состояния с ростом температуры. Температуры плавления золы определяют стандартным методом конусов, когда из золы прессуется пирамидка с заданными размерами (рис. 2.3) и помещается в печь. В процессе нагрева отмечают следующие характерные значения температуры:

t_1 — начало деформации, когда появляется первое изменение формы пирамидки, $t_1 = 1000-1200^{\circ}\text{C}$;

t_2 — размягчение, когда вершина пирамидки касается основания или принимает каплеобразную форму, $t_2 = 1100-1400^{\circ}\text{C}$;

t_3 — жидкоплавкое состояние, соответствующее началу растекания по плоскости, $t_3 = 1200-1500^{\circ}\text{C}$.

Основным показателем поведения шлака является его вязкость.

Нормальное течение расплавленного шлака, находящегося в истинно-жидком состоянии, вдоль вертикальной или наклонной стенки имеет место при вязкости менее 200 П (пуаз). Температуру жидкого шлака, при которой он свободно вытекает из отверстия, называют температурой нормального жидкого шлакоудаления $t_{н.ж.}$ Температуры плавкости золы и характерные коэффициенты вязкости приводятся в таблицах энергетических топлив [8].

В процессе горения большая часть минерального состава топлива превращается в мелкую уносимую потоком газов летучую золу. В топках с различным тепловым режимом горения и шлакоудаления доля уноса летучей

золы $a_{\text{ун}}$ меняется от 0,85—0,95 до 0,2—0,4. Остальная часть в виде шлака выпадает в нижнюю часть топки и удаляется из-под нее: $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$. Увеличение зольности топлива и количества летучей золы в потоке газов требует установки более дорогих золоулавливающих устройств после котла для защиты воздушного бассейна от загрязнения. При этом уменьшают скорости газов в конвективных газоходах во избежание истирания труб, а загрязнение поверхностей нагрева частицами золы ухудшает теплообмен. Все это делает конструкцию котла более громоздкой.

Выход летучих веществ и коксовый остаток. Если сухую навеску твердого топлива положить в тигель и постепенно нагревать в инертной среде без доступа воздуха, то будет происходить уменьшение ее массы. При высоких температурах происходит разложение кислородсодержащих молекул топлива с образованием газообразных веществ, получивших название *летучие вещества* (CO , H_2 , CH_4 , CO_2 и др.). Выход летучих веществ из твердых топлив происходит в интервале температур $110-1100^{\circ}\text{C}$. Наибольший выход (до 95%) имеет место при температуре до 800°C (рис. 2.4). Поэтому условно за выход летучих веществ твердых топлив принимают уменьшение массы навески топлива после выдержки в тигле при $t = 850 \pm 25^{\circ}\text{C}$ в течение 7 мин, отнесенное к горючей массе топлива V_r , %.

Поскольку выход летучих веществ прежде всего определяется содержанием кислорода в топливе, то он тем больше, чем топливо моложе (рис. 2.1). Так, у бурых углей $V_r = 45-50\%$, каменных $V_r = 25-40\%$, а у антрацитов $V_r = 3-4\%$.

Твердый горючий остаток после выхода летучих называется *коксом*. Он может быть плотным (спекшимся) или порошкообразным. В воздушной среде кокс воспламеняется при $t = 900-1200^{\circ}\text{C}$. Летучие вещества, выделившиеся из топлива, обеспечивают более раннее воспламенение кокса, так как они сами воспламеняются при более низкой температуре, чем коксовый остаток ($350-600^{\circ}\text{C}$), быстро повышая тем самым температуру коксовых

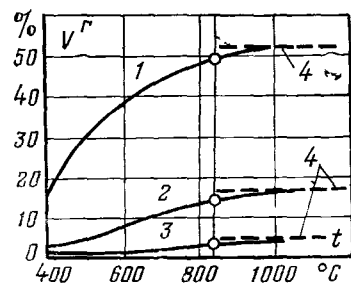


Рис. 2.4. Выделение летучих веществ в зависимости от температуры.
1 — бурый уголь; 2 — тощий уголь; 3 — антрацит; 4 — предельный выход летучих для вида топлива.

частиц. Их влияние особенно велико на начальном этапе горения топлива. Чем выше выход летучих веществ, тем быстрее воспламеняется топливо и тем полнее оно выгорает.

Влажность. Различают внешнюю, адсорбционную, капиллярную и внутреннюю влагу. Все виды влаги, кроме внутренней, удаляются из топлива при нагреве до 102—105°C. Внутренняя или кристаллогидратная влага прочно связана с минеральной частью топлива, входя в состав кристаллов вещества.

В твердом ископаемом топливе содержится в основном адсорбционная влага, определяемая адсорбирующей способностью сложных коллоидов органической массы топлива. Наибольшей адсорбционной способностью обладают торф, бурые угли и ряд молодых каменных углей. Адсорбционная способность топлива определяет его гигроскопическую влажность $W^{\text{г}}$. Косвенно эта влажность также характеризует возраст топлива: она тем меньше, чем топливо старше. Так, у бурых углей содержание $W^{\text{г}}=10\div13\%$, а у антрацитов $W^{\text{г}}=1,5\div2,5\%$. Знание $W^{\text{г}}$ необходимо для оценки допустимой влажности угольной пыли во избежание сгорания частиц (при повышенной ее влажности) или взрывоопасности пересушенной пыли.

Внешняя или механически удерживаемая влага остается в топливе после контакта с водой и сохраняется на поверхности за счет смачивания. Ее количество зависит от степени измельчения топлива и внешних условий при транспорте и хранении топлива. Капиллярная влага определяется пористостью структуры топлива. Ее больше всего в торфе.

Большая влажность рабочей массы топлива вызывает много трудностей при сжигании. Снижается теплота сгорания, растут расходы топлива и объемы продуктов сгорания, увеличиваются потери теплоты с уходящими газами и затраты энергии на привод дымососов. Увеличение влажности газов вызывает усиленные коррозии металла воздухоподогревателя, приводит к повышенному загрязнению поверхности нагрева. В тракте доставки топлива и при его переработке нарушается нормальное движение топлива вследствие потери сыпучести, а в зимнее время топливо смерзается. Влияние содержания серы в топливе на работу котла рассмотрено в § 2.4.

Маркировка твердых топлив. Топливам присваиваются различные марки в зависимости (главным образом) от количества влаги в рабочей массе топлива (бурые угли) и выхода летучих веществ (каменные угли). Так, бурые угли разделяются на три группы: *Б1* — с содержанием влаги $W^{\text{р}} \geq 40\%$; *Б2* — при $W^{\text{р}} = 30\div40\%$ и *Б3* — при $W^{\text{р}} < 30\%$. В основу маркировки каменных углей положены выход летучих веществ и характеристика кокса (табл. 2.1).

Мелкие фракции топлива (отсевы), остающиеся после сортировки добываемого топлива, получают дополнительное буквенное обозначение: *Ш* — штыб — топливо размером фракций от 6 мм и менее; *СШ* — семечко со штыбом — топливо с размером фракций от 13 мм и менее; *Р* — рядовой — несортированное топливо. Так, распространенными являются топлива типа *АШ* — антрацит-штыб и *ГСШ* — газовый уголь, семечко со штыбом.

Маркировка каменных углей по [8]

Марка угля	Обозначение	Выход летучих веществ, $V^{\text{г}}$, %	Характеристика коксового остатка
Длиннопламенный	Д	36 и более	Порошкообразный, слабоспекшийся
Газовый	Г	То же	—
Газовый жирный	ГЖ	31—37	—
Жирный	Ж	24—37	—
Коксовый жирный	КЖ	25—33	Плотный спекшийся
Коксовый	К	17—33	—
Отощенный спекающийся	ОС	14—27	—
Слабоспекающийся	СС	17—37	Слабоспекшийся, порошкообразный
Тощий	Т	9—17	То же

2.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЗУТА И ПРИРОДНЫХ ГАЗОВ

Качество мазута оказывает большое влияние на организацию его сжигания в котлах и схему подготовки и подачи мазута на электростанцию.

Вязкость. Как техническая характеристика вязкость является важнейшим показателем качества мазута и положена в основу маркировки мазута. В соответствии с ГОСТ 10585-75 последние разделяются на легкие, средние и тяжелые топлива. К легким относятся флотские мазута (Ф5 и Ф12), а средние и тяжелые мазуты являются топочными и используются для стационарных энергетических и технологических установок. Топочные мазуты в зависимости от их вязкости и других физических характеристик разделяются на следующие марки: с государственным Знаком качества 40В и 100В и топочные 40 и 100. Мазуты марок 100В и 100 являются тяжелыми [15].

Вязкость мазутов выражают в единицах кинематической вязкости (в сантистоксах — сСт) или в градусах условной вязкости (°ВУ), которая определяется вискозиметром Энглера по времени истечения порции мазута через тарированное отверстие при стандартной температуре (для тяжелых мазутов — 80°C). Для нормального транспорта по трубопроводам и тонкого распыливания мазута в механических форсунках необходимо поддерживать его вязкость на уровне 2—3,5 °ВУ. Вязкость мазута сильно зависит от температуры (рис. 2.5). Изменение вязкости мазутов с температурой определяется присутствием в них углеводородов парафинового ряда. Для транспорта мазута по трубопроводам и нормальной работы мазутных насосов его температура должна поддерживаться около 60—70°.

Реологические свойства. При невысокой температуре (10—25°C) сильно вязкий мазут обладает свойством налипать на стенки емкостей, труб, аппаратуры и прочно удерживаться на них тем большим слоем, чем ниже температура. Это явление определяется реологическим свойством мазута, т. е. способностью перестройки структуры углеводородных молекул с температурой. При нагреве мазута до 70°C и выше он не налипает на стенки.

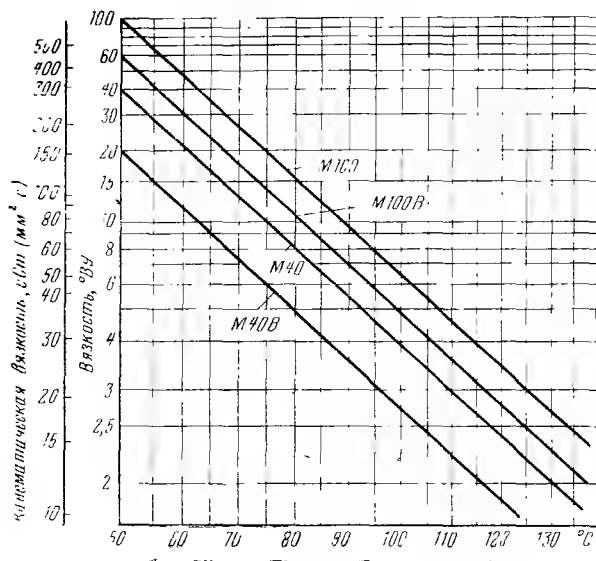


Рис. 2.5. Зависимость вязкости мазутов от температуры.

Плотность. Обычно пользуются относительной плотностью мазутов (плотностью по отношению к плотности воды при температуре 20°C). Последняя составляет $\rho_{20}=0,99\div 1,06$. С повышением температуры относительная плотность мазутов уменьшается и может быть определена по формуле

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta(t - 20)}, \quad (2.12)$$

где ρ_t , ρ_{20} — относительная плотность мазута при определяемой температуре и температуре 20°C; β — коэффициент объемного расширения топлива при нагреве на 1°C; для мазута $\beta = (5,1\div 5,3) \cdot 10^{-4}$.

Зольность. При переработке нефти содержащиеся в ней минеральные примеси концентрируются в основном в тяжелых фракциях, главным образом в мазуте. Золевой остаток после сжигания мазута невелик и составляет на сухую массу не более 0,1% (ГОСТ 10585-75). Особенностью золы мазута является наличие в ней ванадия, содержание которого может достигать 50% и более.

Влажность. Содержание воды в мазуте не превосходит норм, предусмотренных ГОСТ, и обычно составляет 1—3%. Значительное его обводнение (до 10—15%) может происходить в процессе разогрева мазута перед сливом из цистерн за счет конденсации пара низкого давления. Влага в небольшом количестве способствует распылу мазута и ухудшает характеристики воспламенения. При повышенном содержании влаги растет опасность коррозионных процессов в конвективных поверхностях нагрева и увеличиваются потери теплоты с продуктами сгорания.

Сернистость. Нефть и твердое топливо содержат серу в виде сложных серосодержащих соединений. При переработке нефти подавляющая часть сернистых соединений (70—90%) концентрируется в высококипящих фракциях, составляющих основную часть мазута. В процессе сжигания мазута и твердого топлива сера окисляется до SO_2 и небольшая часть ее при избытке кислорода в зоне горения образует полный окисел SO_3 , создающий коррозионную среду для низкотемпературных поверхностей нагрева. Количество серы в ма-

зуте ($\text{Sp}=0,5\div 3\%$) находится на уровне твердого топлива, но коррозионная опасность газовой среды после сжигания мазута в несколько раз выше. Это определяется тем, что твердое топливо содержит в золе компоненты, обладающие способностью нейтрализации кислых сред.

Температура застывания. Согласно ГОСТ 8513-57 за температуру застывания принимают температуру нефтепродукта, при которой он загустевает настолько, что в пробирке при ее наклоне под углом 45° остается неподвижным в течение 1 мин. Высокой температурой застывания (25—35°C) характеризуются высокосернистые мазуты с большим содержанием парафинов (марок М-100 и М-100В). Температура застывания оказывает непосредственное влияние на выбор технологической схемы хранения мазута и его транспорта.

Температура вспышки. За температуру вспышки принимают температуру, при которой пары мазута в смеси с воздухом вспыхивают при контакте с открытым пламенем. Мазут, сжигаемый на электростанциях, имеет температуру вспышки 90—140°C, у парафинистых мазутов она может снизиться до 60°C, у сырой нефти составляет 20—40°C. Во избежание пожара температура подогрева мазута в открытых системах должна быть ниже температуры вспышки и не выше 95°C во избежание вскипания влаги, находящейся в толще мазута.

Основными техническими характеристиками природного газа являются плотность, взрываемость и токсичность.

Плотность. Почти все виды газового топлива легче воздуха, поэтому при утечке газ скапливается под перекрытиями. В целях безопасности перед пуском парового котла обязательно проверяют отсутствие газа в наиболее вероятных местах его скопления. Для сопоставления различных газов между собой используют также понятие относительной плотности газа, представляющее собой отношение плотности газа при нормальных условиях (0°C, 1015 Па) к аналогичной плотности воздуха:

$$\rho_{\text{отн}} = \rho_{\text{г}} / \rho_{\text{в}} = \frac{\rho_{\text{г}}}{1,293}, \quad (2.13)$$

где $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{в}}$ — плотность газа и воздуха при нормальных условиях, кг/м³.

Взрываемость. Смесь горючего газа с воздухом в определенной пропорции при наличии огня или даже искры может взорваться, т. е. происходит процесс его воспламенения и сгорания со скоростью, близкой к скорости распространения звука. Взрывоопасные концентрации горючего газа в воздухе зависят от химического состава и свойств газа (рис. 2.6).

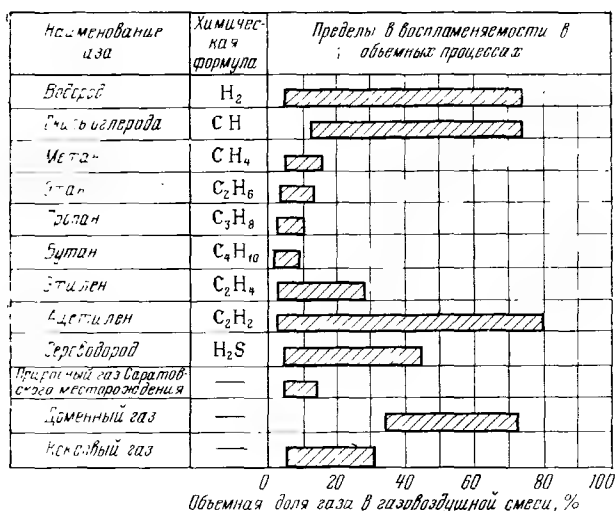


Рис. 2.6. Пределы воспламенения газозелудушной смеси при 20°C ($p \approx 0,1$ МПа).

При концентрациях меньше нижнего предела воспламенения газозелудушная смесь не горит. При концентрациях газа в воздухе, превышающих верхний предел, газ горит без взрыва.

Токсичность. Под токсичностью понимают способность газа вызывать отравление живых организмов. Наиболее опасными в этом отношении компонентами газа являются окись углерода CO и сероводород H_2S .

Поскольку в природном газе все его компоненты перемешаны равномерно, то концентрацию в воздухе вредных газов можно определить по присутствию метана, процентное содержание которого устанавливают прибором — метанометром. Одновременно определяется и вероятность взрывоопасной ситуации. Почти все природные газы совсем не имеют запаха. Для обнаружения утечки газа и принятия мер безопасности природный газ до поступления в магистраль одорируют, т. е. насыщают веществом, имеющим резкий запах.

2.5. ОСНОВНЫЕ МЕСТОРОЖДЕНИЯ ИСКОПАЕМЫХ ТОПЛИВ

Размещение ископаемых твердых топлив по территории СССР крайне неравномерно. Наиболее развитые в промышленном отношении районы европейской части СССР бедны топливом. Здесь наибольшее значение имеет Донецкий бассейн, располагающий каменными углями различных марок и антрацитами, но запасы топлива в нем уже не удовлетворяют потребности. Кроме того, слабые по мощности пласты, добыча из глубоких шахт делают это топливо дорогим (14—16 руб/т условного топлива)*. Основная масса ископаемых топлив находится в Центральной и Западной Сибири, Казахстане. Эти топлива дешевле донецких (8—10 руб/т условного топлива — шахтная добыча и 4 руб/т условного топлива — открытая добыча в разрезах). Даже с учетом стоимости перевозки они оказываются дешевле в европейской части СССР, чем донецкие. Имеются запасы бурых углей в Канско-Ачинском бассейне (Центральная Сибирь). Близкое расположение к поверхности земли, мощные пласты позволяют развернуть открытую добычу этого топлива, что делает его наиболее дешевым топливом СССР (расчетные затраты 2,5—3 руб/т условного топлива). Такими же характеристиками обладает Экибастузское месторождение каменных углей (Восточный Казахстан). Применительно к канско-ачинским бурым углям разрабатывается также план комплексной энерготехнологической их переработки с получением ценных химических веществ, буругольного мазута и коксика — топлива с высокой теплотой сгорания (около 29,3 МДж/кг).

Запасы нефти интенсивно разрабатываются в Тюменской области. Добыча нефти и газового конденсата в этом районе составляет около 50% всей добычи в стране.

Месторождения природного газа имеются во многих районах нашей страны. К наиболее известным относятся Шебелинское, Дашавское, Газлийское. В последние годы открыты и начали активно эксплуатировать уникальные месторождения в Туркмении, на Южном Урале и в Тюменской области (Шатлыкское, Оренбургское, Мсдвезье, Уренгойское, Ямбургское). Запасы газа здесь составляют почти 50% всех известных запасов природного газа в стране. Открыты запасы газа и нефти на территории Коми АССР. Близость этого района к промышленным центрам европейской части СССР заставляет ускоренно развивать добычу топлива в этом трудном по природным и климатическим условиям районе.

* Данные приведены в ценах 1977 г.

Глава третья

ПОДГОТОВКА ТОПЛИВ К СЖИГАНИЮ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

3.1. СПОСОБЫ СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Сжигание твердого топлива в топочных устройствах может быть организовано различными способами: факельным, циклонным, в кипящем слое (рис. 3.1). Из них наиболее распространенным в современной крупной энергетике является факельный.

В основу классификации способов сжигания положена аэродинамическая характеристика процесса, определяющая условия омывания горящего топлива окислителем [66].

Практически неограниченное повышение мощности топочных устройств связано со сжиганием угольной пыли в объеме топочной камеры во взвешенном состоянии. Такой способ сжигания топлива называется *факельным* (рис. 3.1,а). При этом мелкие частицы топлива легко транспортируются потоком воздуха и образующихся газов в сечении топочной камеры. Сгорание топлива происходит в этом случае в объеме топочной камеры за весьма ограниченное время пребывания частиц в топке (1—2 с). Скорость сгорания топлива,

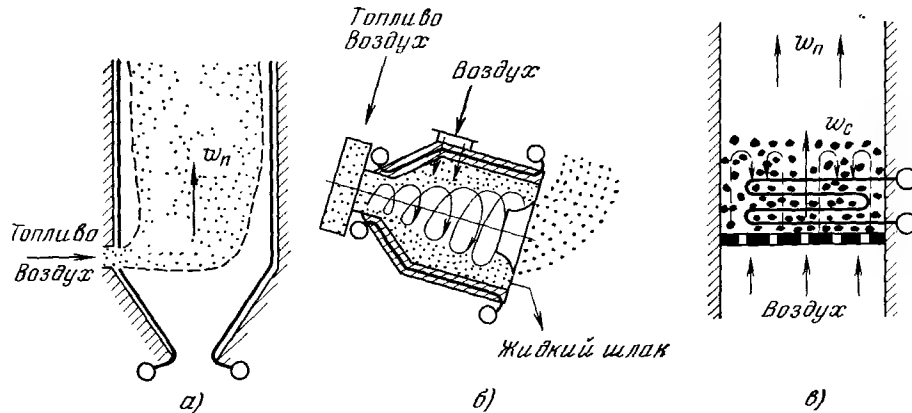


Рис. 3.1. Схемы организации сжигания твердых топлив.

а — факельный (камерный) способ сжигания; б — циклонный способ сжигания; в — сжигание топлива в кипящем слое.

а следовательно, тепловыделение во времени, определяется поверхностью горения.

При *циклонном способе сжигания* частицы топлива находятся в интенсивном вихревом движении (рис. 3.1,б). В отличие от факельного способа сжигания частицы топлива подвергаются интенсивному обдуванию потоком и быстро сгорают. Циклонный способ позволяет сжигать более грубую угольную пыль и даже дробленку. В циклоне развивается более высокая температура горения, отчего шлаки переходят в жидкое состояние.

В последнее время находит применение новый для энергетики способ сжигания топлива в так называемом *кипящем слое* (рис. 3.1,в). Находящееся на решетке измельченное топливо с частицами размером 1—6 мм продувается потоком воздуха с такой скоростью, что частицы всплывают над решеткой и совершают возвратно-поступательные движения в вертикальной плоскости. При этом скорость газозвдушного потока в пределах кипящего слоя больше, чем над ним. Более мелкие и частично выгоревшие частицы поднимаются в верхнюю часть кипящего слоя, где скорость потока снижается, и там сгорают. Кипящий слой увеличивается в объеме в 1,5—2 раза, его высота обычно составляет 0,5—1 м.

Тепловоспринимающие поверхности в виде коридорного или шахматного пучка труб размещают внутри объема кипящего слоя и над ним. За счет развитой кондуктивной (контактной) передачи теплоты от раскаленных частиц к поверхности нагрева удельное тепловосприятие поверхностей в пределах кипящего слоя существенно возрастает. При этом температура газов в горящем слое остается относительно невысокой (800—1000°C), что исключает перегрев металла и уменьшает образование вредных окислов азота в продуктах сгорания. Кроме того, такой способ сжигания позволяет вводить в кипящий слой твердые присадки (например, известняк) для нейтрализации образующихся окислов серы.

Крупные электростанции потребляют более 1000 т/ч угля. Даже при доставке топлива вагонами большей грузоподъемности (60—125 т) на электростанции необходимо постоянно разгружать за 1 ч 15—30 вагонов топлива, что обеспечивается применением для

разгрузки вагонов высокопроизводительных вагоноопрокидывателей.

Превращение кускового топлива в угольную пыль производится в два этапа (см. § 1.3). Вначале сырое топливо подвергается *дроблению* до размера, не превышающего 15—25 мм. Затем измельченное топливо — *дробленка* поступает в бункера сырого угля, после чего подвергается размолу в углеразмольных мельницах до окончательного продукта — угольной пыли с размером частиц до 500 мкм. Одновременно с размолотом топливом подсушивается для обеспечения хорошей текучести пыли.

3.2. СИСТЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Система пылеприготовления представляет собой совокупность оборудования, необходимого для размолот топлива, его сушки и подачи готовой пыли в горелки топочной камеры.

По принципу обеспечения котлов топливом системы пылеприготовления разделяются на *центральные* и *индивидуальные*. В первом случае пыль получают для всех котлов электростанции в оборудовании, установленном в отдельном здании (центральном пылезаводе), а транспорт пыли к паровым котлам обеспечивается по пылепроводам. Во втором — пыль получают в оборудовании, размещенном непосредственно у каждого котла. При этом предусматривается также возможность передачи пыли к соседним агрегатам, что повышает надежность пылеобеспечения котлов.

Выбор системы пылеприготовления для электростанции является важной технико-экономической задачей. Центральные пылесистемы оказываются более экономичными, особенно при подготовке влажных бурых углей, однако они имеют сложное оборудование вы-

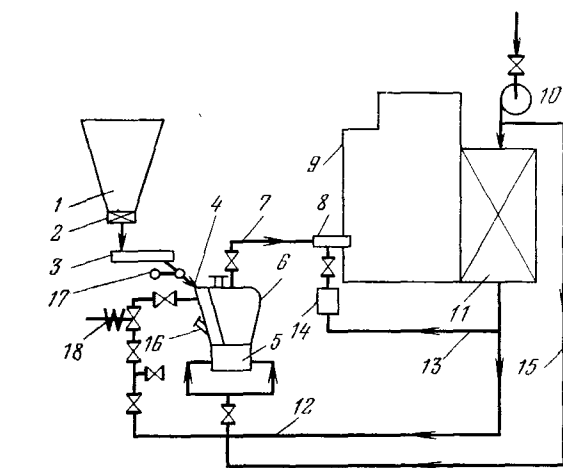


Рис. 3.2. Индивидуальная схема пылеприготовления с прямым вдуванием пыли в топочную камеру для работы на горячем воздухе под давлением.

1 — бункер сырого угля; 2 — отсекающий шибер; 3 — питатель угля; 4 — чашка сырого угля; 5 — углеразмольная мельница; 6 — сепаратор пыли; 7 — пылепровод; 8 — горелка; 9 — паровой котел; 10 — дутьевой вентилятор; 11 — воздухоподогреватель; 12 — тракт первичного воздуха; 13 — тракт вторичного воздуха; 14 — короб вторичного воздуха; 15 — подача холодного воздуха для вентиляции мельницы; 16 — взрывной клапан; 17 — клапан-мигалка; 18 — автоматический быстроотсекающий шибер;

сокой стоимости и еще недостаточно надежны в эксплуатации. Индивидуальные системы пылеприготовления используются на электростанциях как более простые и надежные [72].

Индивидуальные системы пылеприготовления в свою очередь разделяют: на замкнутые с прямым вдуванием пыли в топочную камеру; замкнутые с промежуточным бункером пыли; разомкнутые с подачей пыли горячим воздухом. Разделение пылесистем на замкнутые и разомкнутые определяется характером использования сушильного агента после завершения сушки топлива. В первом случае он направляется в топочную камеру вместе с подсушенной пылью, во втором тщательно очищается от мелких фракций топлива и выбрасывается помимо котла в дымовую трубу.

Пылесистема с замкнутой схемой сушки топлива и прямым вдуванием пыли в топочную камеру. Из бункера сырого угля топливо (дробленка) подается питателем угля на размол в мельницу (рис. 3.2). Сюда же поступает часть горячего воздуха температурой $t_{г.в.} = 250\text{--}400^\circ\text{C}$ для сушки топлива и его дальнейшего транспорта к горелкам. Этот воздух называют *первичным воздухом*. После отделения грубых фракций топлива в сепараторе готовая пыль вместе с увлажненным после удаления влаги воздухом при температуре $80\text{--}130^\circ\text{C}$ поступает по пылепроводам в горелки. Смесь пыли с воздухом называют *аэропылью*. Оставшаяся часть горячего воздуха — *вторичный воздух* также поступает в горелки по отдельному каналу.

Количество первичного воздуха, используемого для сушки топлива и транспорта готовой пыли, определяется качеством топлива и прежде всего его влажностью. Обычно доля первичного воздуха составляет $r_1 = 0,3\text{--}0,5$ общего расхода воздуха на горение и растет по мере увеличения влажности топлива. В случае сильновлажного топлива использование только горячего воздуха для его сушки становится не экономичным, а горение ненадежным, так как большая масса аэропыли поступает в зону горения с пониженной температурой. В этом случае обеспечивают сушку топлива более высокотемпературным агентом за счет смеси первичного воздуха с частью топочных газов.

Жесткая связь пылесистемы с котлом повышает требования к надежности ее работы. Установленное количество мельниц должно быть не менее трех, а число работающих мельниц без одной должно обеспечить нагрузку парового котла не менее 90% номинальной. Отсюда производительность одной мельницы B_m должна составлять:

$$B_m \geq \frac{0,9B_k}{z_m - 1}, \quad (3.1)$$

где B_k — расход топлива на паровой котел при номинальной нагрузке, кг/с; z_m — число установленных мельниц на котел.

Аэропыль на выходе из сепаратора мельницы разделяется на 2—4 пылепровода, соединенных с разными, не смежными горелками, чтобы при останове мельницы в ремонт не возникло существенного теплового перепада в топочной камере.

Сопротивление тракта от мельницы до горелок в схеме (рис. 3.2) преодолевается за счет напора дутьевого вентилятора, в связи с чем пылесистема находится под небольшим избыточным давлением или *под наддувом* (перед мельницей 1—2,5 кПа). Здесь важны условием безопасной работы пылесистемы, чистоты помещения является полная герметизация оборудования.

Достоинства схемы с прямым вдуванием заключается в ее простоте, компактности пылеприготовительного оборудования, небольшом расходе электроэнергии на транспорт аэропыли, простой системе автоматизации подачи топлива.

Пылесистема с замкнутой схемой сушки топлива и промежуточным бункером пыли (рис. 3.3). Особенностью данной схемы является отделение готовой пыли от транспортирующего воздуха в циклоне. Пыль направляется в бункер, из которого специальными питателями подается в пылепроводы. Увлажненный воздух после циклона имеет температуру $80\text{--}100^\circ\text{C}$ и содержит около 10—15% самой мелкой угольной пыли. Его нельзя выбрасывать в дымовую трубу, поэтому мельничным вентилятором его подают в короб первичного воздуха, откуда он распределяется по пылепроводам (рис. 3.3а). Число пылепроводов и питателей пыли равно количеству горелок парового котла.

Наличие пылевого бункера снимает необходимость согласования производительности мельницы и котла. Каждый из этих агрегатов может работать с наилучшей нагрузкой. Мельничный вентилятор создает разрежение в системе, что исключает выброс пыли в окружающую среду. Для исключения присосов воздуха в местах, где пылесистема имеет открытый контакт

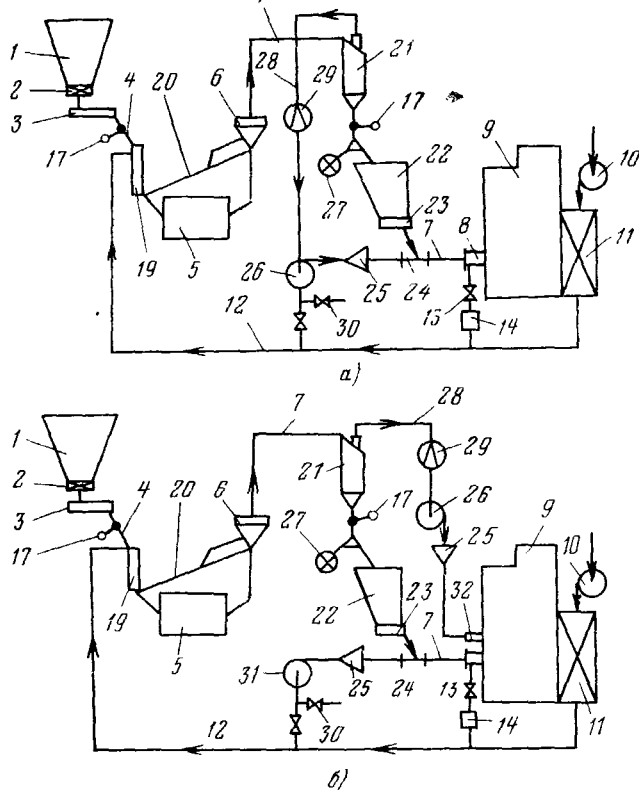


Рис. 3.3. Индивидуальная замкнутая схема пылеприготовления с промежуточным бункером пыли.

а — с подачи пыли сушильным агентом; *б* — с подачи пыли горячим воздухом и сбросом сушильного агента в топку. Обозначения 1—18 те же, что и на рис. 3.2, кроме того: 19 — устройство для сушки топлива; 20 — точка возврата грубых фракций; 21 — циклон; 22 — бункер пыли; 23 — питатель пыли; 24 — смеситель; 25 — корб первичного воздуха; 26 — мельничный вентилятор; 27 — реверсивный пылевой шнек; 28 — влажный сушильный агент с мелкой пылью; 29 — измеритель расхода; 30 — клапан присадки холодного воздуха; 31 — вентилятор горячего дутья; 32 — сбросная горелка.

с окружающей атмосферой (течка сырого топлива, тека пыли после циклона), установлены клапаны-мигалки, открывающиеся только в момент пропуска скопившейся массы топлива над клапаном.

При сжигании низкорекреационных топлив с малым выходом летучих веществ для облегчения процесса воспламенения угольной пыли необходимо обеспечить повышение температуры аэропыли. Это достигается в схеме с подачей пыли горячим воздухом (рис. 3.3,б). Кроме первичного воздуха, идущего в пылесистему в количестве 15—25%, другая часть горячего воздуха (20—25%) направляется в корб воздуха и затем в пылепроводы специальным вентилятором горячего дутья (ВД). В этом случае температура аэропыли будет близка к температуре горячего воздуха. Однако воздуха, поступающего в этом случае в горелки, недостаточно для полного горения топлива. Поэтому низкотемпературный увлажненный первичный воздух с небольшим содержанием тонкой угольной пыли после циклона также приходится направлять в зону горения через специальные *сбросные горелки* или в кольцевой канал по периферии основных горелок.

Регулирование производительности парового котла обеспечивается в этой схеме питателями за счет запаса пыли в бункере. Обычно две пылесистемы обслуживают один корпус парового котла. Производительность их по

топливу на 15—20% больше максимального расхода топлива на котел. Поэтому часть времени в работе остается одна пылесистема. В схеме предусмотрена возможность переброса части готовой пыли в бункера других пылесистем через реверсивный шнек, что обеспечивает маневренность в использовании оборудования. Запас пыли в бункерах позволяет кратковременно остановить обе мельницы для осмотра и ремонта.

Недостатки схемы пылеприготовления с промежуточным бункером заключаются в сложности и громоздкости оборудования, повышенном сопротивлении пылесистемы и расходе электроэнергии на пылетранспорт, росте пожаро- и взрывоопасности в связи с хранением большого количества сухой угольной пыли. Однако благодаря указанным особенностям данной схемы она надежно обеспечивает паровые котлы угольной пылью и поэтому нашла широкое применение.

Отмеченные недостатки указанной схемы особенно сильно проявляются при эксплуатации современных котлов большой мощности. В последнее время в ВТИ разработана новая система подачи угольной пыли к горелкам с высокой концентрацией ее в пылепроводе. Вместо обычной концентрации пыли в потоке первичного воздуха $m_1=0,4-0,6$ кг пыли на 1 кг воздуха по новому методу подача пыли производится сжатым воздухом при небольшом его расходе (0,1—0,3% общего расхода воздуха в горелки) и концентрации пыли 30—60 кг/кг воздуха. Наличие небольшого количества воздуха создает достаточно высокую текучесть пыли по трубопроводам малого диаметра (диаметр 60—90 мм). Распыл подаваемой в горелку пыли производится горячим воздухом. При этом ликвидируется громоздкая система пылепроводов диаметром 300—500 мм от бункеров пыли к горелкам котла, обеспечивается равномерность раздачи пыли по всем горелкам, резко снижается удельный расход энергии на пневмотранспорт и создается возможность регулировать расход первичного воздуха в зависимости от нагрузки, что ранее было невозможно по условиям транспорта пыли.

Пылеприготовление с разомкнутой схемой сушки. Разомкнутая схема пылеприготовления применяется только при сжигании топлива с приведенной влажностью $W^a > 3,6\% \times \text{кг/МДж}$. Усложнение и удорожание схемы компенсируется при этом повышением КПД парового котла за счет уменьшения потери теплоты с уходящими газами и снижения недожога топлива в топочной камере. Сушка сильновлажного топлива обеспечивается высокотемпературным агентом — продуктами сгорания, отбираемыми в количестве 6—10% объема газов температурой 400—450°C из газохода за экономайзером (рис. 3.4), либо смесью горячего воздуха и топочных газов (температура смеси 500—600°C).

Отработавший сушильный агент после циклона вместе с неуловленными мельчайшими фракциями топлива (около 10%) поступает на вторую ступень пылеулавливания. Здесь для

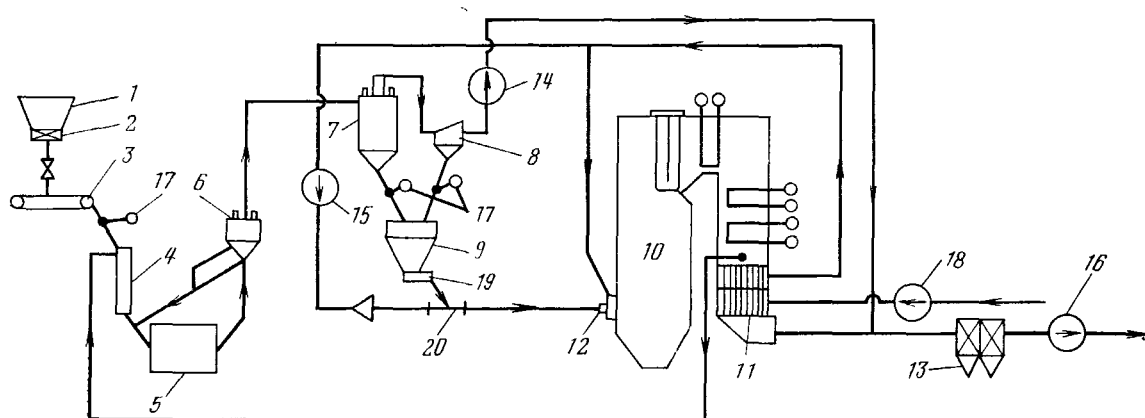


Рис. 3.4. Разомкнутая схема пылеприготовления с газовой сушкой топлива.

1 — бункер сырого топлива; 2 — отсекающий шибер; 3 — питатель сырого угля; 4 — смеситель газов и сырого топлива; 5 — углеразмольная мельница; 6 — сепаратор пыли; 7 — циклон; 8 — пылеуловитель; 9 — бункер пыли; 10 — паровой котел; 11 — воздухоподогреватель; 12 — горелка; 13 — основные электрофильтры; 14 — мельничный вентилятор; 15 — вентилятор горячего дутья; 16 — дымосос; 17 — клапан-мигалка; 18 — дутьевой вентилятор; 19 — питатель пыли; 20 — смеситель пыли с воздухом.

отделения угольной пыли применяют батарейные циклоны (набор из 150—250 циклонных элементов малого диаметра), электрофильтры или матерчатые рукавные фильтры. Уловленная пыль по течкам самотеком подается в промежуточный пылевой бункер, а сушильный агент после пылеуловителей сбрасывается в основные электрофильтры котельной установки и соединяется с уходящими газами. Транспорт сушильного агента обеспечивается мельничным вентилятором, а подача первичного воздуха — вентилятором горячего дутья.

В результате применения разомкнутой схемы сушки топлива его качество существенно улучшается, растет эффективность сжигания топлива. Уменьшается объем продуктов сгорания в газоходах котла, что обеспечивает снижение аэродинамического сопротивления и температуры уходящих газов.

Существенным недостатком разомкнутой схемы является потеря части фракций топлива с выбрасываемым сушильным агентом и повышенные расходы энергии на удаление и очистку влажного сушильного агента. Несмотря на систему громоздких пылеуловителей, примерно 1—2% топлива теряются для сжигания, что приводит к загрязнению окружающей среды. При неналаженной системе работы пылеуловителей и высокой влажности сушильного агента потери могут сильно возрасти. Это органичивает применение схемы только для весьма влажных топлив, которые обычными способами сжигать не экономично.

3.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ. ОПТИМАЛЬНАЯ СТЕПЕНЬ РАЗМОЛА

Полученная после размола в мельнице угольная пыль представляет собой полидисперсный порошок с размером частиц до 300—500 мкм, а при грубом размоле бурых углей —

до 1 мм. Мельчайшие пылинки адсорбируют на своей поверхности значительное количество воздуха. Свеженасыпанная пыль имеет плотность $\rho_{\text{нас}} = 500 \div 600 \text{ кг/м}^3$; со временем она слеживается и плотность увеличивается до 800—900 кг/м³. В смеси с воздухом пыль обладает высокой текучестью и легко транспортируется по трубопроводам.

Ситовой анализ пыли. Качество пыли характеризуется тонкостью размола и соотношением фракций. Эти характеристики определяют методом ситового анализа. Для этого отобранную порцию пыли просеивают через 4—5 сит с постепенно убывающим размером ячеек сита. В энергетике СССР сито характеризуется размером его ячейки в свету, выраженным в микрометрах. По принятой методике ситового анализа пыли за суммарный остаток на сите принимают общее количество частиц с размером больше, чем размер ячейки данного сита x , мкм, и выражают его в процентах первоначальной массы навески. Этот остаток обозначают через R_x . Сюда входит как остаток пыли на данном сите, так и на расположенных выше ситах с большим размером ячейки.

С помощью сит возможно рассеивать только пыль с размером зерен более 40 мкм. Мелкие фракции легко цепляются за шероховатости материала сетки, механически соединяются друг с другом. Поэтому анализ фракционного состава мельчайшей пыли производят методом отвеивания на воздушном классификаторе.

Для наглядности и удобства использования результаты рассева пыли изображают графически в виде *зерновой характеристики пыли*. Если по оси абсцисс отложить размеры ячеек сит x , а по оси ординат суммарные остатки на ситах R_x , то такая характеристика

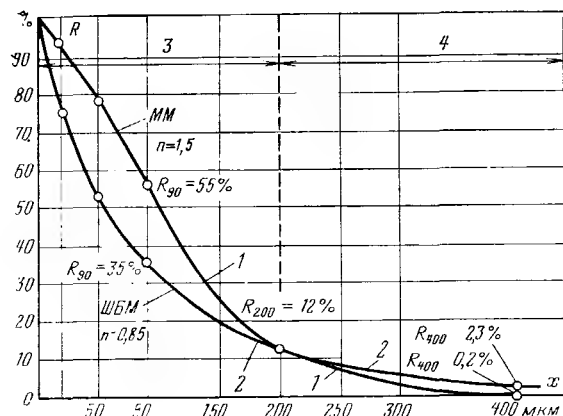


Рис. 3.5. Полные зерновые характеристики пыли бурого угля, полученной на двух типах мельниц.

1 — размол в молотковой мельнице; 2 — размол в шаровой барабанной мельнице; 3 — область тонких фракций пыли; 4 — то же грубых.

называется *интегральной зерновой характеристикой* или *характеристикой полных остатков* (рис. 3.5). Характеристика строится с применением стандартного набора сит и метода воздушной классификации в области мельчайших фракций. Такой анализ пыли довольно длителен и громоздок.

Анализ многочисленных зерновых характеристик размола различных видов топлива показал, что все кривые описываются уравнением

$$R_x = 100e^{-bx^n}, \quad (3.2)$$

где b и n — постоянные для данного топлива и данного метода размола величины, которые оказываются неизвестными при размоле свежей пыли (их можно определить, сделав рассев навески пыли на двух ситах; чаще всего в этих целях используют сита с размером ячейки $x=90$ и 200 мкм).

Очень большое значение имеет коэффициент n , называемый *коэффициентом полидисперсности пыли*. Он характеризует структуру пыли, ее распределение по фракциям. Это видно, если продифференцировать по x уравнение (3.2):

$$y = -\frac{dR_x}{dx} = 100bnx^{n-1}e^{-bx^n} = R_x bnx^{n-1}. \quad (3.3)$$

Тогда ордината y , %/мкм, на графике (рис. 3.6) характеризует процентное содержание пылинков размером x . При $n>1$ кривая имеет максимум в зоне $x=15-25$ мкм. В такой пыли оказывается относительно мало мельчайших фракций. При $n=1$ и $n<1$, наоборот, наибольшее количество частиц пыли приходится на очень мелкие фракции. Потери от механического недожога в топке в основном зависят от количества крупных частиц в пыли (размером более 250 мкм).

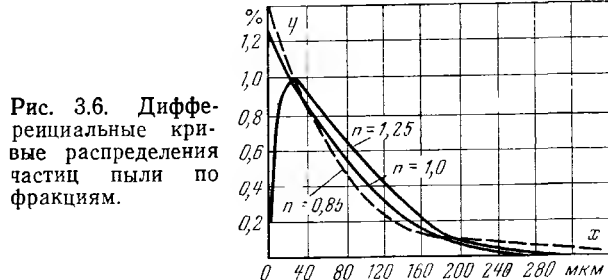


Рис. 3.6. Дифференциальные кривые распределения частиц пыли по фракциям.

Затраты энергии на размол пыли. При измельчении того или другого материала можно установить определяющие величины, которые могут достаточно точно характеризовать затраты энергии на размол. Применительно к размолу топлива в мельницах используют закон Риттингера, который формулируется следующим образом: работа, затраченная на измельчение материала, пропорциональна вновь полученной поверхности

$$\mathcal{E} = \frac{N}{B} = A(f_{пл} - f_{др}), \quad (3.4)$$

где $\mathcal{E}$ — энергия, затраченная на размол топлива, кВт·ч/кг; N — мощность, расходуемая на измельчение топлива, кВт; B — производительность углеразмольной мельницы, кг/ч; $f_{др}$, $f_{пл}$ — первоначальная поверхность 1 кг топлива (дробленки) и конечная поверхность полученного 1 кг пыли, м²/кг; A — удельный расход электроэнергии на измельчение материала, отнесенный к 1 м² вновь образующейся поверхности, кВт·ч/м².

Реально поверхность $f_{пл} \gg f_{др}$ и выражение (3.4) можно упростить:

$$\mathcal{E} \approx Af_{пл}. \quad (3.5)$$

Удельный расход энергии A определен для большинства видов топлива, поэтому можно рассчитать затраты энергии на размол топлива, если будет известна поверхность пыли.

Поверхность пыли. Теоретическую поверхность пыли, состоящей из пылинок различных размеров, согласно рис. 3.6 при заданном коэффициенте полидисперсности n , но имеющих форму шара или куба, можно определить по следующей упрощенной формуле:

$$f_T = \frac{450 \cdot 10^3}{\rho_{пл}} \frac{1}{n} \left(\ln \frac{100}{R_{90}} \right)^{1/n}, \quad (3.6)$$

где $\rho_{пл}$ — удельная плотность размалываемого топлива, кг/м³; обычно $\rho_{пл}=1700-1840$ кг/м³.

Для определения действительной поверхности в расчет вводится коэффициент формы частиц k_f . Среднее значение коэффициента формы для угольной пыли принимают $k_f=1,75$, тогда действительная поверхность пыли $f_{пл}=k_f f_T$.

В основном поверхность пыли определяется ее мелкими фракциями. Возникновение ме-

ханического недожога топлива в камерной топке связано, как правило, с содержанием грубых фракций (более 250—300 мкм для антрацитов и каменных углей с выходом летучих веществ $V_r < 25\%$ и более 500—600 мкм при $V_r > 30\%$). Из этого следует, что желательно иметь пыль с показателем $n > 1$, с незначительным количеством фракций малых размеров (менее 25 мкм) и малым содержанием грубых фракций.

Влажность пыли. Важной характеристикой пыли является ее влажность $W_{пл}$, %. Повышение влажности пыли сверх рекомендуемых значений ведет к снижению производительности котла, к затруднениям транспорта пыли: потере текучести и слеживанию пыли в бункерах, забивание пылепитателей, замазывание течек и т. п. Вместе с тем пересушенная пыль бурых и каменных углей склонна к самовозгоранию при доступе воздуха в местах ее хранения или скопления, а пылевоздушная смесь взрывоопасна. Определяющей величиной для выбора влажности пыли принята гигроскопическая влажность топлива $W_{гч}$ (см. § 2.3).

Взрываемость пыли. Взрыв в объеме, заполненном взвешенной в воздухе угольной пылью, будет тем интенсивнее, чем больше удельная поверхность пыли (чем мельче фракции) и чем выше выход летучих веществ. Существенное значение имеет температура смеси. Наиболее опасными являются концентрации пыли от 0,3 до 0,6 кг на 1 м³ воздуха.

Воспламенение объема аэропыли сопровождается резким ростом температуры и давления. Оборудование пылесистем не рассчитано на восприятие давления взрыва. Для уменьшения силы взрыва служат предохранительные клапаны, которые при росте давления выбрасывают часть смеси из системы. Предельное содержание O_2 в сушильном агенте, ниже которого топливная пыль не взрывается, составляет для торфяной и сланцевой пыли 16%, бурых углей 18%, каменных углей 19%. Уменьшение содержания O_2 достигается за счет использования для сушки топлива смеси горячего воздуха с продуктами сгорания. Вероятность взрыва также снижается по мере уменьшения выхода летучих веществ из топлива. При их выходе менее 8% топливо становится невзрывоопасным. Высокая температура пылевоздушного потока способствует образованию взрывоопасной смеси, поэтому температура аэропыли за мельницей также строго регламентирована. Для пыли большинства топлив она не должна превышать 70—80°C (топливо с большим выходом летучих веществ), в других случаях — не выше 130°C.

Оптимальная степень размола. Для оценки размольных свойств топлива введено понятие о лабораторном относительном коэффициенте размолоспособности $k_{л.о.}$, под которым понимают отношение удельных расходов электроэнергии при размоле в стандартной лабораторной мельнице эталонного (твердого) и испытуемого топлива при условии, что оба топлива имеют одинаковый начальный размер частиц и одинаковую характеристику размо-

лотой пыли, т. е.

$$k_{л.о.} = \mathcal{E}_{от} / \mathcal{E}_{исп.} \quad (3.7)$$

В промышленных углеразмольных мельницах условия размола топлива отличаются от лабораторных начальной влажностью и крупностью поступающего топлива, поэтому коэффициент размолоспособности рабочего топлива $k_{рзм}$ отличается от лабораторного $k_{л.о.}$.

Из формулы (3.4) следует, что угрубление размола пыли обеспечивает экономии энергии на пылеприготовление $\Delta \mathcal{E}_{пл}$, но неизбежное увеличение в такой пыли крупных фракций ведет к затягиванию процесса горения в топке и росту потерь с недожогом топлива $\Delta B_{тл.}$. Следовательно, для каждого вида топлива с учетом его характеристик должна существовать область оптимальных значений тонкости размола, когда сумма затрат на размол этого топлива в мельнице $\mathcal{E}_м$ и стоимости потерь от механического недожога его в топочной камере $q_{тл}$ будут минимальными. Если выразить эти величины в одних единицах измерения, например в рублях на тонну пыли, то можно произвести их сопоставление на одном графике (рис. 3.7). Оценку тонкости размола пыли обычно производят по остатку на сите R_{90} . Для нахождения экономически выгодного значения $R_{90}^{опт}$ проводят совместные испытания парового котла и системы пылеприготовления при разной степени размола топлива.

Более существенное влияние на выбор $R_{90}^{опт}$ оказывают выход летучих веществ V_r , тип мельницы и сепаратора пыли. Влияние последних выражается через коэффициент полидисперсности n . Экономически выгодную тонкость размола топлива оценивают по формуле.

$$R_{90}^{опт} = 4 + 0,8nV_r \quad (3.8)$$

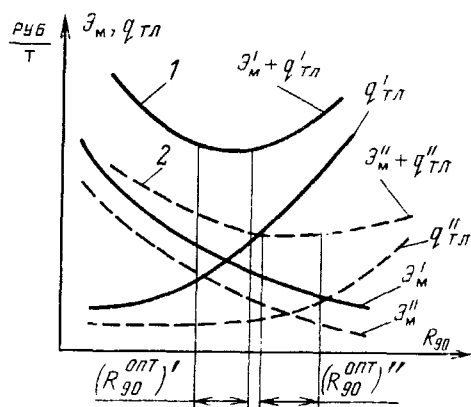


Рис. 3.7. Определение оптимальной степени размола топлива.

1 — топливо с малым V_r и низким $k_{л.о.}$; 2 — топливо с более высокими V_r и $k_{л.о.}$

Основной установкой любой пылесистемы является углеразмольная мельница. В табл. 3.1 приведены некоторые характеристики наиболее распространенных мельниц для размола топлива. Они различаются по применяемому принципу измельчения топлива и по частоте вращения подвижной части мельницы. Наиболее широкое распространение получили *шаровые барабанные* (ШБМ) и *молотковые* (ММ) мельницы, причем в ШБМ размалывают преимущественно топливо с относительно малым выходом летучих веществ, а ММ используются при размоле молодых каменных и бурых углей, торфа и сланцев. На долю этих видов мельниц приходится около 98% размалываемых твердых топлив. Размол некоторых видов каменных углей более экономично происходит с применением *валковых среднеходных мельниц*. В отдельных случаях при размоле «мягких» (с $k_{д.о} > 1,5$) сильно влажных бурых углей используется *мельница-вентилятор*.

Шаровая барабанная мельница состоит из барабана диаметром 2—4 м и длиной 3—10 м, частично заполненного стальными шарами диаметром 30—60 мм (рис. 3.8). Внутренние стенки барабана покрыты броневыми плитами. Сверху корпус барабана имеет тепло- и звукоизоляцию. Сырое топливо вместе с горячим воздухом поступает внутрь барабана через входной патрубок. Барабан приводится во вращение от электрического двигателя через редуктор и ведомую шестерню, находящуюся на барабане.

Оптимальная производительность мельницы получается при частоте вращения

$$n_{\text{б}} = 0,76 n_{\text{кр}} \quad (3.9)$$

где $n_{\text{кр}}$ — критическая частота вращения мельницы, с^{-1} , когда шары за счет центробежных сил «прилипают» к стенкам барабана

$$n_{\text{кр}} = \frac{0,705}{\sqrt{D_6}}, \quad (3.10)$$

где D_6 — диаметр барабана мельницы, м.

При оптимальной частоте вращения барабана мельницы шары поднимаются вдоль стенки, а затем отрываются и падают вниз. Размол топлива происходит за счет удара падающих шаров по топливу и перетирания топлива между шарами. Готовая пыль постоянно удаляется из мельницы вентилирующим агентом — воздухом.

Размольная производительность мельницы $B_{\text{м}}$ существенно зависит от диаметра и длины барабана, однако с увеличением диаметра D_6 сильно возрастает мощность двигателя мельницы $N_{\text{м}} \sim D_6^3$.

Кроме размольной, выделяют *сушильную производительность* мельницы, т. е. такое количество топлива, которое может быть подсушено в мельнице от исходной влажности $W^{\text{р}}$ до требуемой влажности пыли $W^{\text{пл}}$. Размольная и сушильная производительность мельницы должны быть одинаковыми. Это достигается регулированием количества сушильного агента на входе в мельницу и его температуры.

Мощность, затрачиваемая на вращение мельницы $N_{\text{м}}$, практически не зависит от загрузки топлива из-за большой массы шаров и самого барабана мельницы. Поэтому с уменьшением количества размалываемого топлива удельный расход энергии на размол $\mathcal{E}_{\text{р}}$, кВт·ч/кг, возрастает, так как

$$\mathcal{E}_{\text{р}} = N_{\text{м}} / B_{\text{м}}. \quad (3.11)$$

Таблица 3.1

Характеристики основных углеразмольных мельниц

Мельница	Обозначение	Принцип размола топлива	Частота вращения размольной части, с^{-1} (об/мин)	Классификация по частоте вращения
Шаровая барабанная	ШБМ	Удар, истирание	0,25—0,42 (15—25)	Тихоходная Среднеходная Быстроходная
Валковая среднеходная	МВС	Раздвигание	0,85—1,3 (50—80)	
Молотковая	ММ	Удар	12,5—16,3 (750—980)	
Быстроходная	БМ	Удар	25 (1500)	
Мельница-вентилятор	МВ	Удар	12—24,5 (735—1470)	

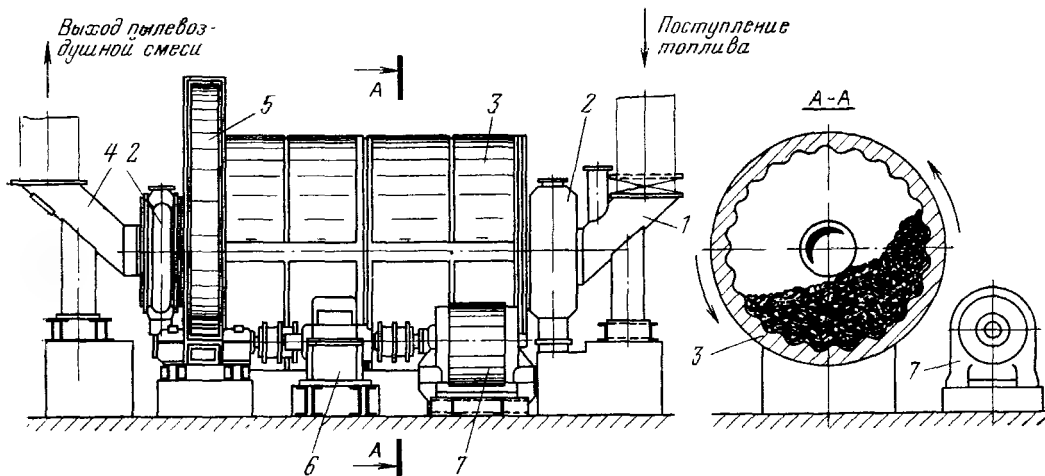


Рис. 3.8. Шаровая барабанная мельница (общий вид и разрез).

1 — входной патрубок; 2 — опорный подшипник; 3 — барабан мельницы с тепло- и звукоизоляцией; 4 — выходной патрубок; 5 — большая шестерня; 6 — редуктор; 7 — электродвигатель.

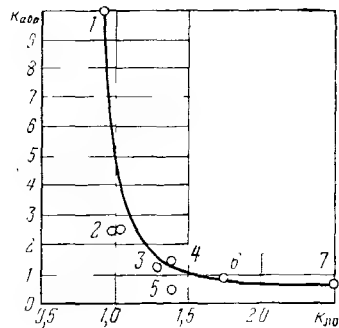


Рис. 3.9. Зависимость коэффициента $k_{абр}$ от $k_{л.о}$. 1 — донецкий АШ; 2 — донецкий Г; 3 — челябинский Б; 4 — воркутинский ПЖ; 5 — карагадинский ПЖ; 6 — подмосковный Б; 7 — эстонский сланец.

В связи с этим ШБМ целесообразно эксплуатировать с полной загрузкой.

Процесс размола топлива неизбежно сопровождается износом шаров и брони барабана. Степень износа определяется абразивными свойствами угля, которые характеризуются относительным коэффициентом абразивности $k_{абр}$, равным отношению действительного износа к значению, взятому за эталон [0,3 г/(кВт·ч)].

Исследования показали, что две относительные характеристики $k_{л.о}$ и $k_{абр}$ связаны между собой (рис. 3.9). Более твердые топлива по условиям размола отличаются одновременно и более высокой степенью абразивного износа мелющих органов [72].

Восполнение потери массы шаров производят систематической догрузкой мельницы новыми шарами через входной патрубок ее в процессе работы. Мельницы этого типа пригодны для размола углей всех сортов и в этом смысле универсальны, они не боятся попадания металлических частей. Но вместе с тем они выдают пыль, как правило, с коэффициентом полидисперсности $n < 1$ и в силу этого, а также своей громоздкости отличаются большим удельным расходом энергии на разمول (15—25 кВт·ч/т на каменных углях и до 35 кВт·ч/т на антрацитах). Применение ШБМ в пылесистемах с промежуточным бункером пыли экономически оправдано только при размоле высокоабразивных, малореакционных топлив при $R_{90} \leq 10\%$ и $k_{л.о} \leq 1,1$.

Молотковая мельница состоит из стального корпуса, покрытого изнутри гладкими броневыми плитами толщиной 20—30 мм, и ротора с укрепленными на нем дисками. С дисками на шарнирах соединены билодержатели и била. Во время работы мельницы окружная скорость бил достигает 50—60 м/с, и происходит начальное дробление кусков топлива, затем частицы топлива ударяются о броню и дополнительно истираются в зазоре между билами и корпусом. Обычно молотковая мельница комплектуется вместе с сепаратором пыли и представляет собой единую установку (рис. 3.10).

Основным параметром, определяющим эффективность размола, является окружная скорость била. Производительность мельницы пропорциональна кубу окружной скорости. С увеличением частоты вращения или диаметра ротора существенно растет производительность мельницы, но одновременно увеличиваются динамические нагрузки на ротор, что ведет к значительному утяжелению мельницы и росту затрат энергии. С повышением загрузки мельницы топливом потребляемая мощность растет вначале относительно медленно, а затем достаточно быстро. Удельный расход энергии на разمول [см. (3.11)] имеет пологий минимум при определенной загрузке мельницы топливом, что позволяет изменять в довольно широком диапазоне нагрузку мельницы без заметного ухудшения экономических показателей размола. Поэтому ММ в отличие от ШБМ могут участвовать в регулировании нагрузки парового котла.

Молотковые мельницы рекомендуются для размола углей с $k_{л.о} \geq 1,1$, допускающих сжигание относительно грубой пыли (бурые угли, каменные угли с выходом летучих веществ $V^r > 28\%$, а также торф и

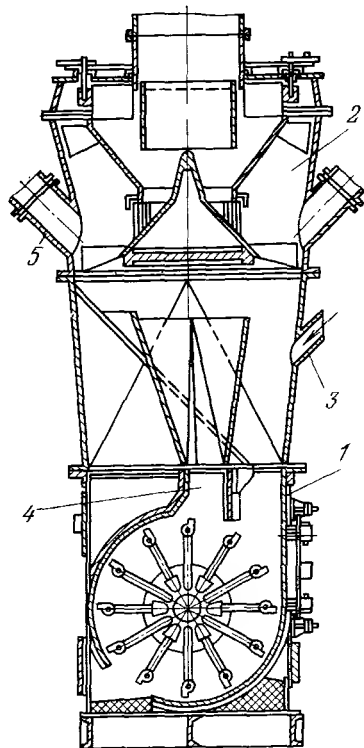


Рис. 3.10. Компоновка молотковой мельницы с центробежным сепаратором пыли.

1 — молотковая мельница, 2 — сепаратор пыли; 3 — ввод сырого топлива; 4 — точка возврата грубой пыли; 5 — предохранительный клапан.

сланцы). При размоле этих топлив ММ имеют в 1,5—2 раза меньший удельный расход энергии, чем ШБМ (8—12 кВт·ч/т). Для размола отдельных видов углей иногда используют другие типы мельниц: среднеходные, быстроходно-билные и мельницы-вентиляторы.

Среднеходные мельницы работают обычно в системах с прямым вдуванием пыли и используются для углей умеренной твердости с относительно невысокой влажностью и малым содержанием высокотвердых фракций (колчедана) в его минеральной части. Мельницы этого класса начали серийно изготавливаться у нас в виде валковых среднеходных (МВС) для размола экибастульских каменных углей.

Общим недостатком среднеходных мельниц является их чувствительность к попаданию вместе с топливом металлических предметов, неравномерность износа размалывающих элементов и сложность ремонта. Их преимуществом является сравнительно небольшой удельный расход электроэнергии на разمول (12—15 кВт·ч/т), компактность, меньший уровень вибрации и шума.

Для размола мягких бурых углей ($k_{л.о} > 1,5$) с высокой влажностью применяют мельницу-вентилятор. Ротор мельницы имеет мельничное колесо с закрепленными на нем лопатками-билами. Разمول топлива происходит за счет удара по нему вращающихся с большой скоростью лопаток-бил. Лопатки создают за мельницей относительно небольшой напор (1200—1500 Па), поэтому эта мельница не требует установки специального мельничного вентилятора. Особенностью этих мельниц является простота конструкции, компактность, малые капитальные затраты. Но производительность одной мельницы невелика — от 3,5 до 45 т/ч по бурому углю (при $R_{90} = 55\%$ и $k_{л.о} = 1,7$).

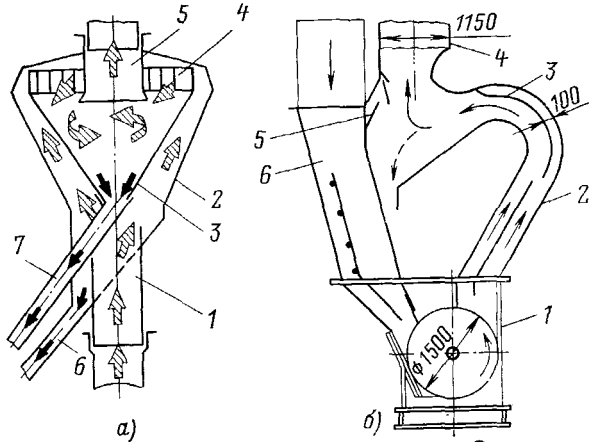


Рис. 3.11. Сепараторы пыли.

а — центробежный сепаратор пыли каменных углей и антрацита; 1 — патрубок подвода аэропыли; 2 — наружный корпус; 3 — внутренний корпус; 4 — завихрывающие лопатки; 5 — пылевыдающий патрубок; 6 — точка возврата крупной пыли из наружного конуса; 7 — то же из внутреннего конуса; б — инерционный сепаратор ВТИ для пыли каменных и бурых углей; 1 — молотковая мельница; 2 — корпус сепаратора; 3 — мешок для улавливания грубых частиц топлива; 4 — пылевыдающий патрубок; 5 — регулирующие шиберы; 6 — точка топлива и сушильного агента в мельницу.

К основным элементам системы пылеприготовления относятся также сепараторы, циклоны, питатели сырого угля и пыли, бункера.

Сепаратор служит для регулирования тонкости выдаваемой мельницей пыли. Для отделения мелких фракций пыли от грубых в сепараторах используют центробежные, инерционные и гравитационные силы. От совершенства работы сепаратора зависит качество пыли, поступающей в горелки парового котла. Обычно к каждому типу мельницы подбирается соответствующий по характеристикам сепаратор. Наиболее распространены центробежные и инерционные сепараторы (рис. 3.11).

Центробежный сепаратор (рис. 3.11,а) представляет собой два вставленных один в другой конуса. Пылевоздушный поток подводится к сепаратору снизу со скоростью 15—20 м/с. В кольцевом зазоре между конусами за счет увеличения сечения скорость падает до 5—6 м/с и происходит **гравитационная сепарация**. Наиболее грубые фракции возвращаются вдоль стенок конуса в мельницу. На входе во внутренний конус с помощью поворотных лопаток поток закручивается, создавая **центробежный эффект**. Изменением угла поворота лопаток достигается нужная тонкость пыли на выходе.

В **инерционном сепараторе** (рис. 3.11,б) разделение фракций пыли достигается изменением направления потока пылевоздушной смеси, т. е. использованием **инерционных сил**. Изменение положения шибера создает диапазон регулирования в пределах $\Delta R_{90} = 10 \div 15\%$. Сепараторы инерционного типа применяются в сочетании с ММ при размоле бурых углей, сланцев, фрезерного торфа для получения грубой пыли с $R_{90} > 40\%$.

Циклон применяется в схеме с промежуточным бункером пыли для отделения готовой пыли от транспортирующего воздуха (рис. 3.12). Отделение происходит за счет центробежного эффекта, а также при повороте воздушного потока в центральную отводную трубу. Коэффициент полезного действия циклонов составляет 80—93% и растет с уменьшением диаметра.

Питатели сырого угля устанавливают для равномерной и регулируемой подачи топлива в углеразмольные мельницы, производительность питателя выбирают с запасом 20% к расчетной производительности мель-

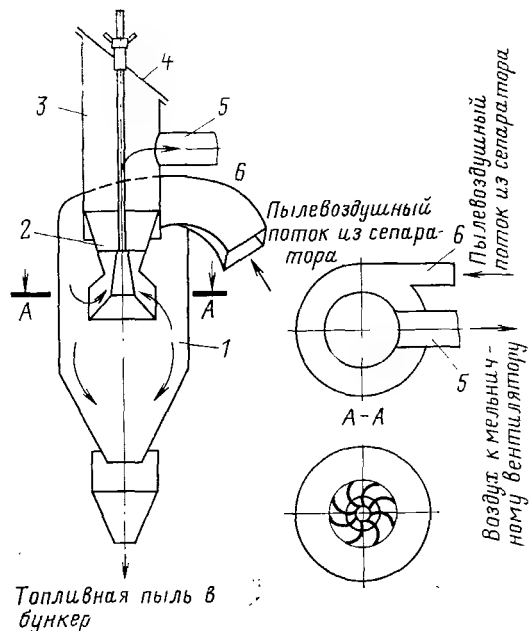


Рис. 3.12. Пылевой циклон.

1 — корпус; 2 — регулирующий патрубок с лопатками; 3 — внутренний цилиндр; 4 — взрывной клапан; 5 — выход транспортирующего агента (воздуха); 6 — подводящий патрубок.

ницы. На электростанциях находят применение ленточные (для сухих углей) и скребковые (для влажных, склонных к замазыванию углей) питатели угля.

Питатели пыли устанавливают под бункером пыли для регулирования подачи ее в пылепроводы. Наиболее употребительны в энергетических установках шнековые и лопастные питатели. Регулирование производительности питателей осуществляется изменением частоты вращения электродвигателей, работающих на постоянном токе.

Бункера пыли являются емкостью для хранения определенного запаса топлива. Объем пылевого бункера определяют, исходя из работы парового котла с номинальной нагрузкой в течение 2—3 ч при отключенной пылесистеме и сохранением минимальной высоты слоя пыли в бункере не менее 3 м для равномерной загрузки пылепитателей.

3.5. ПОДГОТОВКА К СЖИГАНИЮ МАЗУТА И ПРИРОДНОГО ГАЗА

Для перекачки мазута, заполнения и слива его из емкостей температура мазута должна быть не ниже 60—70°C, что соответствует вязкости не выше 30° ВУ.

Технологический тракт подготовки мазута на электростанции (рис. 3.13) включает: приемно-сливное устройство (сливные эстакады с желобами, приемные резервуары с погруженными перекачивающими насосами), основные резервуары для хранения постоянного запаса мазута, мазутонасосную систему трубопроводов для мазута и пара, группу подогревателей мазута и фильтров. Подготовка мазута перед сжиганием заключается в удалении механических примесей, повышении

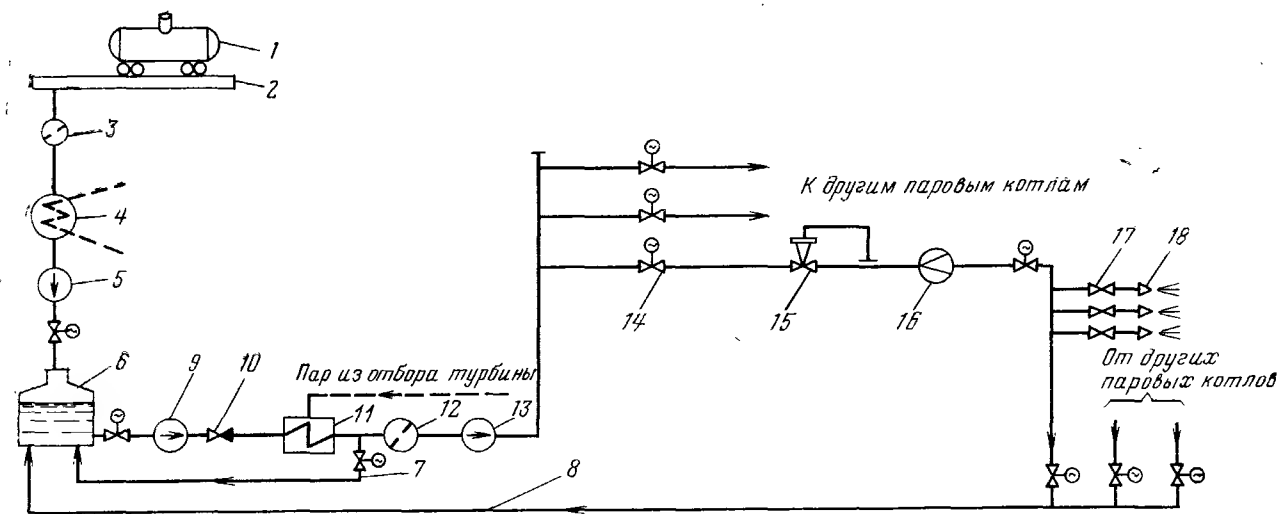


Рис. 3.13. Технологическая схема подготовки мазута на электростанции.

1 — цистерна с мазутом; 2 — сливное устройство; 3 — фильтр грубой очистки; 4 — сливной резервуар с подогревом; 5 — перекачивающий насос; 6 — основной резервуар; 7, 8 — линии рециркуляции мазута; 9 — насос первого подъема; 10 — обратный клапан; 11 — подогреватель мазута; 12 — фильтр тонкой очистки; 13 — насос второго подъема; 14 — запорная задвижка; 15 — регулятор расхода; 16 — расходомер; 17 — задвижка; 18 — форсунка.

давления мазута и его подогреве, необходимых для снижения потерь энергии на транспорт мазута к котлам электростанции и его тонкого распыления в форсунках горелочных устройств. Температура мазута в баках поддерживается на уровне $60-80^{\circ}\text{C}$ в любое время года за счет циркуляционного подогрева путем возврата в бак части (до 50%) разогретого во внешних подогревателях мазута.

Типовой является *двухступенчатая схема подачи топлива*, разработанная институтом «Теплоэлектропроект». По этой схеме подача топлива в устройства для подготовки к сжиганию (подогрев, перемешивание мазута в резервуарах, фильтрация от внешних загрязнений) осуществляется при низком давлении мазута (около 1 МПа), а насосы второго подъема перекачивают в главное здание мазут при высоком давлении (3,5–4,5 МПа).

При высокой скорости мазута в распыливающих форсунках может иметь место сильный абразивный износ металла мазутных каналов форсунки и быстрый выход ее из строя. Кроме того, при размере каналов менее 3 мм не исключено их забивание крупными твердыми частицами или сгустками асфальтосмолистых веществ. Очистка мазута от твердых фракций происходит вначале в *фильтрах грубой очистки* с размером ячеек сетки $1,5 \times 1,5 \text{ мм}^2$, а затем в *фильтрах тонкой очистки* с ячейками 0,3–0,5 мм, установленных перед насосами второй ступени на подогретом мазуте.

Повышение температуры мазута обеспечивается в паровых подогревателях до темпера-

туры, меньшей температуры вспышки паров. Для поддержания температуры мазута на

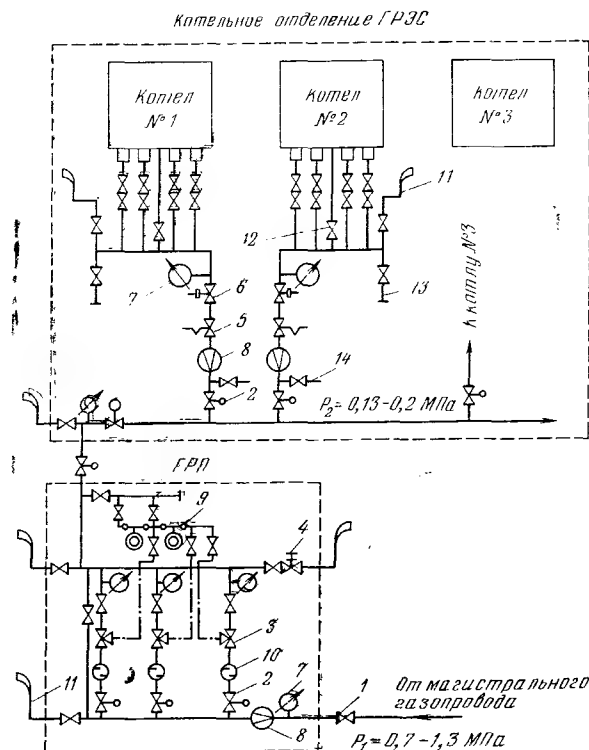


Рис. 3.14. Схема газоснабжения электростанции.

1 — задвижка с ручным управлением; 2 — задвижка с электроприводом; 3 — регулятор давления газа; 4 — предохранительный клапан; 5 — регулятор расхода газа; 6 — отсекающий быстродействующий клапан; 7 — манометр; 8 — расходомер; 9 — задатчики регуляторов давления; 10 — фильтр; 11 — продувочная свеча; 12 — подвод газа к запальнику горелок; 13 — дренаж; 14 — отбор газа на анализ.

нужном уровне независимо от потребления его котлом обеспечивается непрерывный расход его через линию за счет частичного возврата в бак (рециркуляция).

Газ поступает на электростанцию от магистрального газопровода или газораспределительной станции (ГРС) с давлением 0,7—1,3 МПа. Газохранилищами электростанции не располагают. Для снижения давления поступающего газа до необходимого уровня у горелок (0,13—0,2 МПа) предусматривается его дросселирование в *газорегуляторном пункте* (ГРП), который ввиду повышенной взрывоопасности и резкого шума при дросселировании газа размещают в отдельном помещении на территории ТЭС (рис. 3.14).

В каждом ГРП выполняется несколько (чаще три) ниток газопровода с установкой регуляторов давления, одна из которых является резервной. Кроме того, предусматривается байпасная линия помимо регуляторов. Для очистки газа от механических примесей перед регулирующими клапанами имеются фильтры. Регулирующие клапаны поддерживают необходимое давление «после себя». Для защиты от аварийного повышения давления газа установлены предохранительные клапаны. Количество газа, прошедшего газорегулятор-

ный пункт, регистрируется расходомерами. Основными устройствами на газопроводе к каждому паровому котлу являются автоматический регулятор расхода газа (АРР) и отсекающий быстродействующий клапан (БК). Регулятор АРР обеспечивает необходимую тепловую мощность котла в любой момент времени. Импульсный отсекающий БК отключает подачу газа в топку парового котла в случае аварийной ситуации, когда поступление газа может создать опасность взрыва (обрыв факела, падение давления воздуха у горелок, останов электродвигателей дымососа или дутьевого вентилятора и т. п.).

Для исключения взрывоопасных ситуаций в нерабочий период газовые линии продувают воздухом через специальные отводы в атмосферу (свечи). Последние выведены за пределы здания в места, недоступные для пребывания людей. Через свечи вытесняют также газозоодушную смесь из газопроводов перед растопкой котла. Окончание продувки линии газом определяют по содержанию кислорода в пробе не выше 1%.

Эксплуатация газового оборудования на электростанции ведется в соответствии с правилами безопасности в газовом хозяйстве Госгортехнадзора [3].

Глава четвертая

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТОПОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ

4.1. ОСНОВЫ КИНЕТИКИ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ

Горение топлива в топочной камере определяется сложными физическими и химическими процессами. Из физических явлений, подготавливающих и сопровождающих воспламенение и последующее горение, следует особо выделить процесс смесеобразования топлива и окислителя (аэродинамический фактор). К химическим факторам в первую очередь относятся температура и концентрация реагирующих веществ. В топочных устройствах приходится иметь дело со сложными полями скоростей, концентраций и температур, которые в совокупности определяют кинетику химических реакций.

Протекающие при горении топлива химические реакции совершаются с выделением теплоты. Такие реакции называют *экзотермическими*. К ним относятся реакции горения углерода, водорода, серы в атмосфере воздуха. В условиях высоких температур в ядре факела могут протекать и реакции, идущие с поглощением теплоты. Они являются *эндотермическими* реакциями. К ним, например, относятся реакция образования окислов азо-

та: $N_2 + O_2 = 2NO - 180 \text{ кДж/моль}$ или реакция восстановления двуокиси углерода до окиси на раскаленной поверхности коксовой частицы при недостатке кислорода: $C + CO_2 = 2CO - 7,25 \text{ МДж/кг}$. Реакция является химически обратимой, если она может идти как в прямом, так и в обратном направлении, однако внешние условия для протекания реакции в том или другом направлении могут существенно отличаться. Так, реакция образования окислов азота наблюдается только в зоне очень высоких температур, а обратная реакция их разложения на газообразные кислород и азот протекает в земной атмосфере под действием солнечной радиации. При горении топлива в топочных камерах скорость прямого процесса несоизмеримо больше скорости обратного, поэтому химическое равновесие этих реакций смещено в сторону образования конечных продуктов, и в указанных условиях эти реакции можно считать необратимыми.

Интенсивность горения характеризуется *скоростью реакции*. Под скоростью гомогенной реакции понимают массовое количество вещества, реагирующее в единице объема в единицу времени. Скорость реакции в этом

случае измеряют по изменению концентрации одного из реагирующих веществ ΔC_A , моль/м³ или г/м³, за определенный промежуток времени Δt , с:

$$\bar{w}_p = -\Delta C_A / \Delta t. \quad (4.1)$$

Скорость гетерогенной реакции выражают количеством вещества Δg , г, реагирующего на поверхности твердого горючего S , м², за период времени Δt , с:

$$\bar{K}_s = -\frac{\Delta g}{S \Delta t}. \quad (4.2)$$

Скорости реакций подчиняются закону действующих масс, согласно которому в однородной среде при постоянной температуре в каждый момент времени скорость реакции пропорциональна произведению концентраций реагирующих веществ:

$$w_p = k C_A^m C_B^n, \quad (4.3)$$

где k — константа скорости реакции, зависящая от температуры и химической природы, реагирующих веществ; C_A , C_B — текущие концентрации реагирующих веществ A и B в газовой смеси; m , n — числа молей реагирующих веществ.

Поскольку в газовой смеси при постоянной температуре парциальные давления веществ пропорциональны их концентрациям, можно формулу (4.3) записать в виде

$$w_p = k p_A^m p_B^n. \quad (4.4)$$

В условиях гетерогенного горения концентрация горючего (твердого топлива) неизменна, поэтому скорость такой реакции будет зависеть только от концентрации окислителя (кислорода) у поверхности топлива

$$w_p = k C_{O_2}^n, \quad (4.5)$$

где $C_{O_2}^n$ — концентрация кислорода у поверхности топлива.

При неизменной концентрации реагирующих веществ во времени скорость реакции определяется константой скорости реакции k , которая зависит от температуры и природы вступающих в реакцию веществ. Эта зависимость выражается законом Аррениуса

$$k = k_0 e^{-E/RT}, \quad (4.6)$$

где k_0 — предэкспоненциальный множитель; E — энергия активации; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура процесса.

Таким образом, скорость реакции с ростом температуры быстро увеличивается (рис. 4.1, а). Химическая реакция может происходить при столкновении молекул веществ между собой. Если бы все столкновения приводили к реакциям, то горение происходило бы

с огромной скоростью, тогда константа скорости равнялась бы k_0 . В действительности реакция может произойти только в том случае, когда за счет энергии соударения произойдет разрушение старых молекулярных связей и образовавшиеся осколки старых молекул могут перегруппироваться и создать молекулы новых веществ.

Энергия, достаточная для разрушения внутримолекулярных связей исходных веществ, называется *энергией активации* E . Чем выше уровень энергии активации, тем труднее происходит разрушение молекулярных связей исходных молекул и медленнее скорость реакции (рис. 4.1, б). Так, энергия активации реакции $C + O_2 = CO_2$ $E_{CO_2} = 140$ кДж/моль, а реакции $C + 1/2 O_2 = CO$ $E_{CO} = 60$ кДж/моль. Отсюда следует, что в реакциях окисления углерода кислородом скорость образования окиси углерода CO значительно выше, чем образование двуокиси CO_2 , и количество CO у поверхности горящего углерода будет преобладать [52, 72].

В точных устройствах горение происходит при постоянной подаче топлива и окислителя (воздуха) в зону горения и, следовательно, при практически постоянной концентрации реагирующих веществ во времени. В этих условиях максимальная скорость реакции может быть достигнута при соотношении концентраций исходных веществ, близком к стехиометрическому. При избытке горючего (богатая смесь) или при малой его концентрации (бедная смесь) скорость реакции снижается ввиду уменьшения тепловыделения на единицу объема.

Горение может происходить не при любой концентрации горючего в смеси, а лишь в определенном соотношении с воздухом (окислителем). Существует *нижний предел концентраций* горючего (НП), ниже которого горение становится невозможным, и *верхний предел* (ВП), когда дальнейшее увеличение концентрации горючего в смеси также прекращает горение (рис. 4.1, в). Во всем диапазоне концентраций между этими пределами горение возможно.

Если весь объем окажется заполненным готовой для горения газовой смесью, то при внесении источника зажигания реакция окисления распространяется с такой большой скоростью на весь объем, что происходит резкое увеличение температуры и давления. Такой характер процесса называют взрывным горением или просто взрывом. В этих случаях говорят о верхнем и нижнем пределах взрываемости смеси, имея в виду, что во всем диапазоне концентраций между верхним и нижним пределами готовая газовоздушная смесь способна к взрыву. Температура смеси, начиная с которой система способна к самоускорению

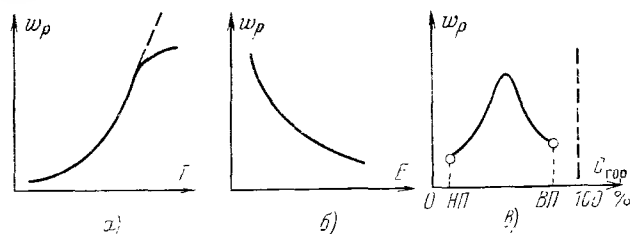


Рис. 4.1. Зависимость скорости реакции от температуры (а), энергии активации (б) и концентрации горючего вещества (в).

НП — нижний предел; ВП — верхний предел.

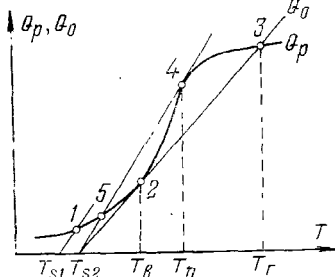


Рис. 4.2. Графическое определение температуры воспламенения (T_b), горения (T_r) и потухания (T_n) при заданной температуре поверхности теплоотвода (T_s).

нию реакции, называется **температурой воспламенения**.

Соотношение тепловыделения и теплоотвода при различных уровнях температуры горючей смеси можно изобразить графически (рис. 4.2). Выделение теплоты на начальном этапе химической реакции можно определить из уравнения

$$Q_p = k_p e^{-E/RT} C_{\text{гор}}^m V_{\text{см}} q. \quad (4.7)$$

Количество теплоты, отводимой из зоны реакции, находят по уравнению

$$Q_0 = \alpha S (T - T_s). \quad (4.8)$$

В формулах (4.7) и (4.8) $C_{\text{гор}}$ — концентрация горючего вещества; $V_{\text{см}}$ — объем готовой горючей смеси; q — тепловой эффект реакции на единицу массы горючего; α — коэффициент теплоотдачи; S — поверхность охлаждающих стен; T , T_s — температура горючей смеси и охлаждающих стен.

Кривая тепловыделения на начальном этапе реакции представляет собой экспоненту со значительным ростом Q_p . В области высоких температур рост Q_p тормозится возможностями подвода окислителя, т. е. условиями смешения. Линия теплоотвода, если принять $\alpha = \text{const}$, будет представлять собой прямую с углом наклона, определяемым коэффициентом α .

Если первоначально нагреть горючую смесь в камере и окружающие ее стенки до T_{s1} , то за счет тепловыделения при реакции смесь примет температуру $T_1 > T_{s1}$. В точке 1 $Q_p = Q_0$ и дальнейший разогрев смеси невозможен. Состояние в точке 1 характеризуется незначительным тепловыделением и низкой температурой. Эта область медленного окисления, которое может продолжаться длительно.

Повысим температуру охлаждающих стен до T_{s2} . Снова первоначально $Q_p > Q_0$, и температура смеси растет. Наконец, в точке 2 $Q_p = Q_0$, однако, в отличие от точки 1 состояние здесь неустойчиво. Достаточно небольшого увеличения температуры, как снова $Q_p > Q_0$, и тепловыделение растет быстрее отвода теплоты. Температура в точке 2 и является температурой воспламенения T_b . Далее процесс ре-

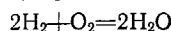
акции быстро нарастает до состояния (точка 3) устойчивого высокотемпературного процесса окисления — горения. Этот процесс будет устойчивым, пока обеспечивается подвод горючего и окислителя. Если в последующем начать усиленный отвод теплоты (более крутая линия Q_0), то температура горения будет снижаться и затем в точке 4 высокотемпературный процесс оборвется, так как Q_0 станет больше Q_p во всей области температур до точки 5. Температура горючей смеси в точке 4 называется температурой потухания. Потухание горения всегда происходит при более высокой температуре, чем воспламенение, так как концентрация исходных веществ в зоне активного горения ниже, чем начальная при воспламенении.

4.2. МЕХАНИЗМ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВ

Экспериментально установлено, что скорости протекания реакций существенно превышают их расчетные значения, полученные с применением закона действующих масс и закона Аррениуса с учетом числа активных молекул исходных веществ, вступающих в реакцию. В действительности реакции протекают не непосредственно между исходными молекулами, а через ряд промежуточных стадий, в которых вместе с молекулами участвуют активные осколки молекул (радикалы и атомы H, OH, O и др.). В результате каждая из таких промежуточных реакций имеет невысокий уровень энергии активации E , так как радикалы и отдельные атомы обладают свободной валентностью и создают затем частицы также со свободной валентностью. Такие реакции протекают с большой скоростью. Началу реакции между веществами предшествует период накопления активных центров реакции в виде заряженных частиц за счет разрушения части исходных молекул другими, обладающими энергией выше энергии связи атомов в молекулах. Этот период во времени называют **периодом индукции**.

Горение газовых топлив. Горение газовых топлив происходит по законам цепных разветвленных реакций (ЦРР), раскрытым акад. Н. Н. Семеновым и К. Хиншельвудом. Преобразование исходных веществ в конечные продукты совершаются через систему промежуточных звеньев реакции, последовательно связанных друг с другом и развивающихся в объеме горючей смеси наподобие ветвей, отходящих от ствола дерева. В итоге такой реакции наряду с конечными ее продуктами вновь образуется еще большее число активных центров, обеспечивающих дальнейшее развитие реакции в объеме.

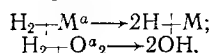
Рассмотрим механизм цепной разветвленной реакции на примере горения водорода в воздухе. Согласно стехиометрическому уравнению



скорость реакции между молекулами горючего вещества

$$\omega_{\text{H}_2\text{O}} = k_0 e^{-E/RT} C_{\text{H}_2}^2 C_{\text{O}_2} \quad (4.9)$$

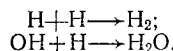
не может быть достаточно большой. Однако реально при температуре выше 500°C горение водорода представляет собой взрывную цепную реакцию, идущую с очень большой скоростью. На самом деле, по Н. Н. Семенову, началу активной реакции предшествует образование активных центров:



где M^a , O_2^a — активные молекулы, имеющие высокие уровни энергии в объеме.

Образовавшиеся атомы и радикалы активно вступают в реакцию с окружающими их молекулами. Развиваются цепи последовательных реакций, итогами которых являются конечные продукты реакции и еще большее число активных центров.

На рис. 4.3 схематично показан первый цикл этой реакции. Как видно, каждый из активных атомов водорода H , послуживший началу цепной реакции, привел к образованию трех новых активных центров, благодаря чему реакция прогрессивно развивается в объеме газовой смеси. По мере накопления продуктов реакции и уменьшения концентрации исходных веществ усиливается обрыв цепей в объеме и на стенках реактора:



Действительная скорость реакции описывается уравнением

$$\omega_{\text{H}} = 10^{11} \sqrt{T} C_{\text{H}} C_{\text{O}_2} e^{-E'/RT}. \quad (4.10)$$

Определяющими скорость реакции являются концентрация атомов водорода (центров реакции) и молекул кислорода, а энергия активации реакции между ними E' значительно ниже, чем E в уравнении (4.9). По аналогичным законам цепных реакций происходит горение окиси углерода CO , метана CH_4 и других горючих газов.

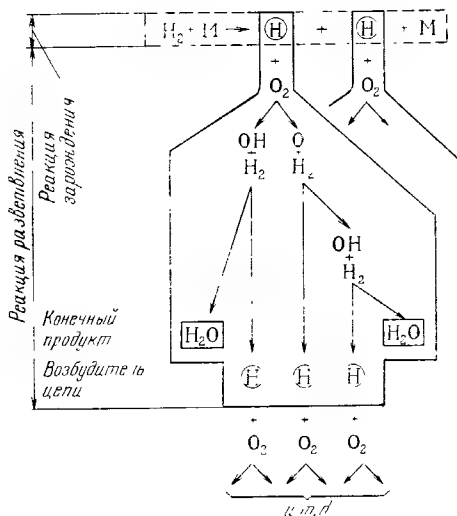


Рис. 4.3. Цикл цепной реакции горения водорода. $\circ$ — возбудитель цепной реакции; $\square$ — конечный продукт.

Из вышесказанного следует, что до начала активной реакции проходит небольшое время — период индукции — в течение которого в объеме накапливается достаточное количество активных центров в виде атомов и радикалов. В этот период реакция почти незаметна, а тепловой эффект ее незначителен. Далее происходит увеличение скорости реакции за счет развития большого числа параллельных цепей реакции на весь объем до тех пор, пока не наступит равновесие в возникновении и исчезновении активных центров [43]. Реакция достигнет максимальной своей скорости и будет продолжаться на этом уровне, если постоянно будет идти доставка в зону горения свежих порций веществ.

Горение газового топлива в смеси с воздухом идет с очень большой скоростью (готовая смесь метана с воздухом объемом 10 м³ сгорает за 0,1 с). Поэтому интенсивность сжигания природного газа в топках паровых котлов определяется скоростью его смешения с воздухом в горелочном устройстве, т. е. физическими факторами. Трудность обеспечения полного смешения большого расхода газа с воздухом за короткий промежуток времени связан с большим различием объемных расходов газа и воздуха — на сжигание 1 м³ газа требуется 10 м³ воздуха. Для полноты перемешивания приходится вводить газ в поток воздуха внутри горелки большим количеством мелких струй малого диаметра и с большой скоростью. Воздушный поток также сильно турбулизируется в специальных завихрывающих устройствах.

Горение жидких топлив. При сжигании жидкого топлива (нефть, мазут) температура воспламенения, а тем более горения оказывается выше температуры кипения отдельных фракций, входящих в состав жидкого топлива. Поэтому вначале происходит испарение топлива с поверхности за счет подводимой теплоты, а затем пары топлива смешиваются с воздухом, подогреваются до температуры воспламенения и горят. Факел устанавливается на некотором удалении от поверхности жидкости (0,5—1 мм и более).

На рис. 4.4 показана схема горения капли жидкого топлива в неподвижной среде воздуха. Вокруг капли образуется облако паров, которое диффундирует в окружающую среду. Навстречу происходит диффузия кислорода воздуха. В результате на некотором удалении от капли $r_{\text{стех}}$ устанавливается стехиометрическое соотношение между горючими газами и кислородом. Здесь и находится фронт горения паров топлива, образующий сферу вокруг капли. Величина $r_{\text{стех}} = 4 \div 10 r_k$, где r_k — радиус капли, и сильно зависит от размера капли и температуры зоны горения. В зоне $r <$

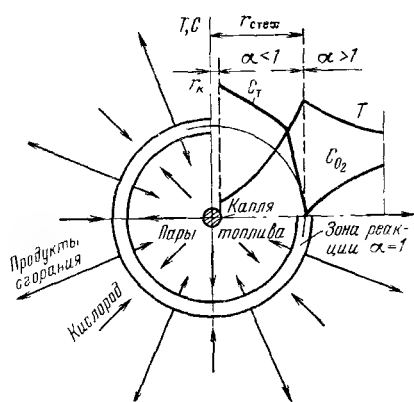


Рис. 4.4. Механизм и характеристики горения капли жидкого топлива.

$< r_{стех}$ преобладают пары топлива, концентрация которых снижается по мере удаления от поверхности. В зоне $r > r_{стех}$ находятся продукты сгорания в смеси с диффундирующим к зоне горения кислородом. В зоне реакции устанавливается максимальная температура горения, которая затем снижается в обе стороны, но более интенсивно по мере приближения к капле ввиду затраты теплоты на нагрев паров топлива.

Таким образом, скорость горения капли жидкого топлива определяется скоростью испарения капли с поверхности, скоростью химической реакции в зоне горения и скоростью диффузии кислорода к зоне горения. Скорость реакции в газовой среде, как установлено ранее, очень велика и не может тормозить общую скорость горения. Количество кислорода, диффундирующего через шаровую поверхность, пропорционально квадрату ее диаметра и поэтому небольшое удаление зоны горения от поверхности капли (в случае недостатка кислорода) заметно увеличивает массовый подвод кислорода. Следовательно, скорость горения капли в основном определяется ее испарением. В целях повышения скорости горения жидкого топлива необходимо обеспечить его тонкое распыливание перед сжиганием для увеличения суммарной поверхности испарения. Кроме того, с уменьшением размера капли интенсивность ее испарения с единицы поверхности возрастает. Движение мелких капель жидкого топлива, взвешенных в потоке воздуха, характеризуется малыми числами Рейнольдса $Re \ll 1$. В этом случае поток теплоты через шаровую поверхность определяется только теплопроводностью λ через пограничный слой, толщина которого значительно больше диаметра капли. Для этого условия коэффициент теплоотдачи α выражается формулой Сокольского

$$Nu = \alpha d / \lambda = 2, \quad (4.11)$$

откуда

$$\alpha = 2\lambda / d = \lambda / r, \quad (4.12)$$

где Nu — число Нуссельта.

Из формулы (4.12) следует, что теплообмен капли с окружающей средой усиливается с уменьшением ее размера. Одновременно уменьшается и ее масса. В итоге оказывается, что время испарения капли пропорционально квадрату ее начального диаметра.

Горение твердого топлива. Угольная пыль, поступающая вместе с воздухом в топочную камеру, вначале проходит стадию термической подготовки (рис. 4.5, I). Она заключается в испарении оставшейся влаги и выделении летучих веществ. Процесс нагрева частицы топлива до температуры интенсивного выхода летучих веществ ($400-600^\circ\text{C}$) происходит за десятые доли секунды. Затем летучие вещества воспламеняются, отчего температура вокруг коксовой частицы быстро увеличивается, а ее прогрев ускоряется (III'). Интенсивное горение летучих веществ (II) занимает $0,2-0,5$ с. При большом выходе летучих (бурые и молодые каменные угли, сланцы, торф) выделяющейся теплоты их горения достаточно для воспламенения коксовой частицы, а при малом выходе летучих возникает необходимость дополнительного прогрева коксовой частицы от внешнего источника (III''). Завершающим этапом является горение коксовой частицы при ее температуре выше $800-1000^\circ\text{C}$ (IV). Это гетерогенный процесс, скорость которого определяется подводом кислорода к реагирующей поверхности. Горение коксовой частицы имеет наибольшую длительность во времени и составляет от $1/2$ до $2/3$ всего времени, необходимого для сгорания частицы. В зависимости от начального размера частицы, вида сжигаемого топлива полное время сгорания может составлять от 1 до 2,5 с.

Механизм реагирования углерода с кислородом представляется следующим. Из газовой

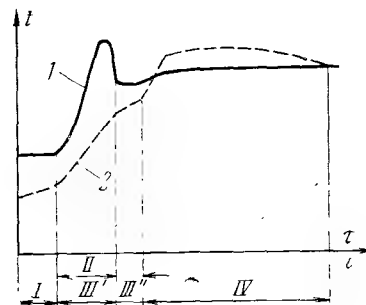
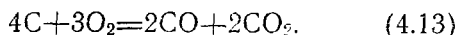


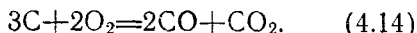
Рис. 4.5. Температурный режим при горении отдельной частицы твердого топлива.

1 — температура газовой среды вокруг частицы; 2 — температура частицы; I — зона термической подготовки; II — зона горения летучих веществ; III' — прогрев коксовой частицы за счет горения собственных летучих; III'' — прогрев коксовой частицы от внешнего источника; IV — горение коксовой частицы.

го объема кислород адсорбируется на поверхности частицы и вступает в химическое соединение с углеродом, образуя сложные углеродно-кислородные комплексы C_xO_y . Последние распадаются с образованием CO_2 и CO . Результирующую реакцию при температурах около $1200^\circ C$ можно записать в следующем виде:



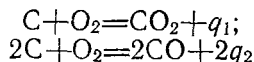
Исследованиями (Л. Мейер, Л. Н. Хитрин) установлено, что с повышением температуры горящей частицы отношение первичных продуктов CO/CO_2 быстро возрастает. Так, при температуре около $1700^\circ C$ результирующее уравнение реакции можно записать:



При этом отношение $CO/CO_2 = 2$.

Образовавшиеся первичные продукты реакции постоянно уходят с поверхности частицы в окружающую среду, причем окись углерода, встречая диффундирующий навстречу кислород, реагирует с ним в пределах пограничной газовой пленки частицы и окисляется до CO_2 , отчего концентрация кислорода на подходе к поверхности частицы быстро снижается, а CO_2 возрастает (рис. 4.6, а). При высокой температуре горения окись углерода может использовать весь поступающий кислород на свое доокисление, и тогда до поверхности он не доходит (рис. 4.6, б). В этих условиях на поверхности частицы протекает восстановительная реакция, идущая с поглощением теплоты, — образование CO за счет части CO_2 .

Таким образом, процесс гетерогенного горения частицы углерода с поверхности можно представить протекающим по четырем результирующим реакциям (по А. С. Предводителеву), из которых две являются основными:



и две вторичными:

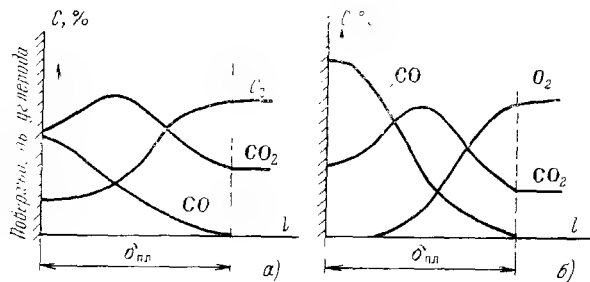
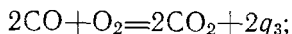
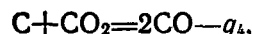


Рис. 4.6. Изменение концентрации газообразных веществ у поверхности горящего углерода.

а — горение в области умеренных температур; б — горение при высокой температуре; $\delta_{пл}$ — толщина пограничной пленки.



где q — тепловой эффект каждой из реакций, МДж/моль.

При этом тепловой эффект реакции $q_1 = q_2 + q_3$, а $q_4 = 0,57q_3$. Последнее означает, что за счет более высокого тепловыделения в объеме поддерживается высокий уровень температуры поверхности даже при наличии на ней эндотермической реакции.

Из рассмотрения реакций следует, что горение углерода с поверхности также происходит с частичной газификацией (образованием CO и его догоранием в объеме). Это ускоряет выгорание коксовых частиц.

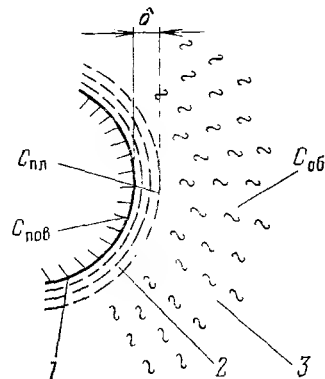
4.3. КИНЕТИЧЕСКАЯ И ДИФфуЗИОННАЯ ОБЛАСТИ ГОРЕНИЯ

Из рассмотрения механизма горения твердого и жидкого топлива следует, что общая скорость горения определяется не только скоростью собственно химических реакций, но и подводом кислорода к зоне реагирования за счет турбулентной и молекулярной диффузии. Для расчета этого комплексного процесса используют следующую модель горения (рис. 4.7).

Горящая частица считается окруженной пограничной пленкой, в пределах которой происходит догорание окиси углерода, а перенос вещества осуществляется только за счет молекулярной диффузии. В пределах пленки происходит изменение концентраций веществ и температуры. За ее пределами в основном потоке, окружающем частицу, имеет место интенсивный турбулентный массоперенос. В связи с этим основной поток считается однородным, и в нем отсутствуют градиенты температур и концентраций. В результате можно принять, что концентрации кислорода в объеме основного потока $C_{O_2}^{об}$ и на поверхности пограничной пленки $C_{O_2}^{пл}$ равны.

Количество кислорода, диффундирующего через пограничную пленку к единице поверх-

Рис. 4.7. Схема горения углеродной частицы. 1 — поверхность частицы; 2 — пограничная пленка; 3 — зона турбулентного потока.



ности частицы, определяется законом Фика

$$K_s^d = \alpha_d (C_{O_2}^{об} - C_{O_2}^{пов}), \quad (4.15)$$

где $\alpha_d = D/\delta$ — коэффициент массообмена, характеризующий скорость переноса вещества сквозь слой толщиной δ , м/с; D — коэффициент молекулярной диффузии, м²/с.

Максимальный подвод кислорода к поверхности через пограничный слой будет наблюдаться, если $C_{O_2}^{пов} = 0$. Тогда

$$(K_s^d)_{\max} = \alpha_d C_{O_2}^{об}.$$

Примем для упрощения решения задачи условие, что весь диффундирующий кислород реагирует на поверхности частицы. Тогда скорость химической реакции на единице поверхности, определяемая по расходу кислорода, выражается согласно (4.5)

$$K_s^p = k C_{O_2}^{пов}. \quad (4.16)$$

Максимальная скорость реагирования будет иметь место, когда $C_{O_2}^{пов} = C_{O_2}^{об}$:

$$(K_s^p)_{\max} = k C_{O_2}^{об}.$$

На рис. 4.8 показан характер изменения максимальных значений скорости $(K_s^d)_{\max}$ и $(K_s^p)_{\max}$. Если учесть, что расход кислорода в реакции на поверхности должен быть равен значению подвода кислорода через пограничную пленку, т. е. $K_s^d = K_s^p = K_s$, то, решая совместно уравнения (4.15) и (4.16), получаем:

$$K_s = \frac{\alpha_d k}{\alpha_d + k} C_{O_2}^{об} = k_{пр} C_{O_2}^{об}. \quad (4.17)$$

По своей структуре выражение (4.17) подобно обычному кинетическому уравнению, в котором константа скорости реакции k заменена приведенным коэффициентом $k_{пр}$, который учитывает как реакционные свойства горючего, так и условия доставки окислителя к поверхности реагирования.

Если диффузионный массообмен относительно слабо зависит от температуры ($\alpha_d \sim T^{0.5}$), то скорость химической реакции на

поверхности в значительной мере определяется температурой ($k \sim e^{-E/RT}$). Характер изменения максимальных скоростей диффузионного подвода кислорода к поверхности и скорости его поглощения на ней (рис. 4.8) позволяет выделить две основные области горения коксовых частиц. При относительно невысоких температурах (для коксовых частиц менее 1000°C) реакция на поверхности протекает достаточно медленно, и потребление кислорода во много раз меньше возможности его доставки к поверхности, т. е. $k \ll \alpha_d$. В этом случае $k_{пр} \approx k$ и $C_{O_2}^{об} \approx C_{O_2}^{пов}$, тогда

$$K_s = k C_{O_2}^{пов} \quad (4.18)$$

и общая скорость реакции ограничена кинетикой химического реагирования на поверхности. Эта температурная область реакций называется *кинетической областью горения*. Здесь процесс горения не зависит от условий подвода кислорода.

При высоких температурах процесса (выше 1400°C) за счет своего быстрого возрастания константа скорости реакции на поверхности значительно превосходит максимальную скорость поступления кислорода к поверхности, которая слабо изменяется с температурой. Тогда $k \gg \alpha_d$ и общая скорость реакции определяется условием подвода кислорода

$$K_s = \alpha_d C_{O_2}^{об}. \quad (4.19)$$

В этой зоне, несмотря на рост температуры, скорость реакции изменяется медленно. Доставляемый диффузией к поверхности кислород мгновенно вступает в реакцию, в результате чего его концентрация у поверхности становится практически равной нулю. Реакция могла бы идти со значительно большей скоростью, но она сдерживается недостаточным подводом кислорода. Эта температурная область реакции называется *диффузионной областью горения*. В условиях нехватки кислорода у поверхности получает развитие реакция восстановления CO_2 до CO на раскаленной поверхности углерода, а диффундирующий кислород полностью перехватывается в пограничной пленке газообразным CO , где и происходит окисление до двуокиси углерода CO_2 .

В этой области скорость горения увеличивается с ростом скорости обдувания частиц и уменьшением их размера.

В зоне промежуточных температур (1000—1400°C) скорость химической реакции на поверхности становится соизмеримой со скоростью доставки кислорода и тогда общая скорость реакции определяется обоими процессами. Эта зона называется *промежуточной областью горения*. Ее расположение по шкале

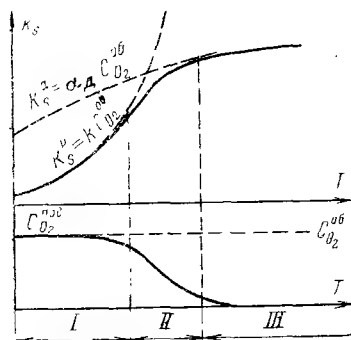


Рис. 4.8. Области горения частицы постоянного размера и изменения концентрации кислорода у поверхности. I—III — области горения соответственно кинетическая, переходная, диффузионная.

размера коксовых частиц, тем при высокой температуре начинается переходная область.

Воспламенение любого топлива начинается при относительно низких температурах и в условиях достаточного количества кислорода, т. е. в кинетической области. По мере увеличения температуры быстро растет расход кислорода в зоне реакции и процесс через промежуточную область переходит в диффузионную. Завершение горения обычно находится в глубоко диффузионной области, когда остаточные концентрации окислителя оказываются весьма низкими, что значительно тормозит выгорание оставшегося топлива [72].

4.4. ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ. ФРОНТ ГОРЕНИЯ

В энергетике основным типом топок мощных паровых котлов является камерная топка. Топливо-воздушная смесь поступает в нее из горелочных устройств в виде прямооточных или завихренных струй, развитие которых в топочном объеме определяет условия воспламенения и интенсивность горения.

Рассмотрим вначале механизм развития прямооточной струи, втекающей в топочный объем, заполненный горячими топочными газами (рис. 4.9). Из амбразуры горелочного устройства вытекает струя, имеющая начальные значения скорости w_0 , температуры T_0 , концентрации горючего C_0 . На поверхности раздела струи со средой за счет поперечной составляющей пульсационных скоростей происходит проникновение массы струи в окружающий объем. В зоне смешения, называемой пограничным слоем струи, взаимодействие массы подчиняется закону сохранения количества движения

$$M_0 w_0 + M_1 w_1 = (M_0 + M_1) w_{см}, \quad (4.20)$$

где M_0 , M_1 — взаимодействующие массы струи и окружающей среды; w_0 , w_1 — их скорости, причем для данного условия $w_1 = 0$.

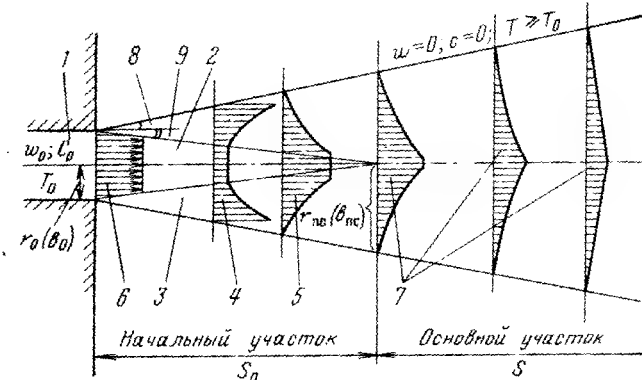


Рис. 4.9. Структура развития свободной турбулентной струи.

1 — выходная часть сопла (горелки); 2 — ядро струи; 3 — пограничный слой; 4 — распределение температур в струе; 5 — распределение концентрации горючего вещества в струе; 6 — эпюры скоростей на выходе из горелки; 7 — эпюры скоростей на основном участке; 8 — внешний угол раскрытия струи; 9 — внутренний угол.

В связи с этим средняя скорость поступательного движения смеси $w_{см}$ определяется как

$$w_{см} = \frac{M_0 w_0}{M_0 + M_1}. \quad (4.21)$$

По мере приближения к внешней границе струи доля вовлеченной в движение массы M_1 увеличивается и скорость $w_{см}$ падает.

За счет турбулентного переноса масс пограничный слой расширяется и внутрь струи, в результате его потенциальное ядро, сохраняющее начальные значения w_0 , T_0 , C_0 (невозмущенная часть струи), постепенно уменьшается. Внешний угол раскрытия струи составляет 12—14°, внутренний угол расширения пограничного слоя 6°. Сечение, в котором оканчивается потенциальное ядро, называется переходным, а расстояние до него от устья горелки представляет собой *начальный участок струи* S_0 . За переходным сечением пограничный слой распространяется на всю струю, и параметры на оси струи также начинают изменяться по мере удаления от переходного сечения (скорость падает, температура растет). Длина начального участка струи

$$S_0 = 0,67 \frac{r_0}{a}, \quad (4.22)$$

где r_0 — начальный радиус круглой струи или половина эквивалентного диаметра струи прямоугольной формы; a — экспериментальный коэффициент структуры струи, учитывающий ее начальную турбулентность и неравномерность поля входных скоростей.

В турбулентном потоке при числе $Re > 2 \cdot 10^4$ коэффициент $a = 0,07 + 0,08$, откуда длина начального участка $S_0 = (4,2 + 5) d_0$, где d_0 — эквивалентный диаметр струи. В переходном сечении в зависимости от внешнего угла раскрытия струи $\alpha_{внш}$ полуширина струи составит:

$$r_{пс} = r_0 + S_0 \operatorname{tg} \alpha_{внш}, \quad (4.23)$$

что примерно в 3 раза превышает начальный радиус струи.

Прогрев поступающего топлива до температуры воспламенения происходит за счет двух источников теплоты: теплового потока излучения от ядра факела и особенно конвективного нагрева за счет перемешивания массы струи с горячими топочными газами.

В связи с этим горелочные устройства должны выполняться таким образом, чтобы максимально интенсифицировать вовлечение горячих газов в свежую струю на начальном участке и тем самым ускорить воспламенение топлива. Примером такого типа устройств является *вихревая горелка* с кольцевой закрученной струей (рис. 4.10). Степень закручивания такой струи определяется *параметром крутки* $n = 2 + 5$, определяемым как отношение

$$n = \frac{4M}{KD}, \quad (4.24)$$

где M — момент количества движения относительно оси струи; K — проекция главного вектора количества движения на ось струи; D — характерный размер струи, для круглой струи (сплошной или коаксиальной) характерным является эквивалентный диаметр d_0 .

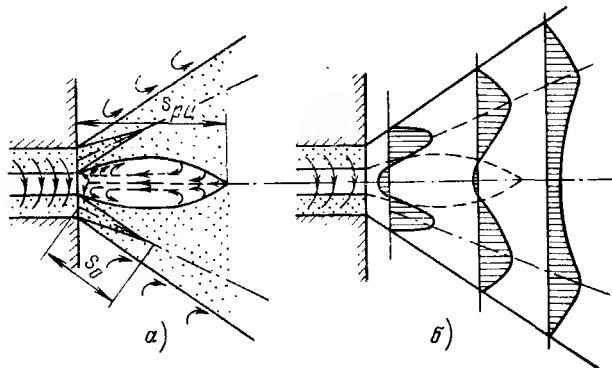


Рис. 4.10. Структура кольцевой закрученной струи на выходе из горелки.

a — общий вид; b — распределение аксиальных скоростей; S_0 — длина начального участка; S_{pc} — длина зоны рециркуляции газов.

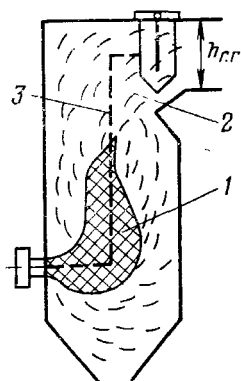


Рис. 4.11.

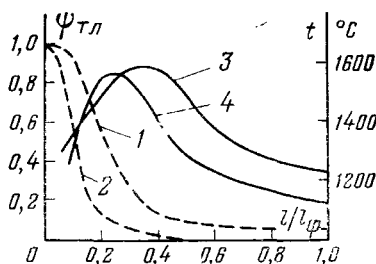


Рис. 4.12.

Рис. 4.11. Зоны горения топлива в топочной камере. 1 — зона ядра факела; 2 — зона догорания топлива и охлаждения газов; 3 — условная длина факела; $h_{г.р.}$ — высота горизонтального газохода.

Рис. 4.12. Выгорание топлива и изменение температуры газов по длине факела. 1 — характеристика выгорания антрацита; 2 — то же мазута; 3 — температура газов при сжигании антрацита; 4 — то же мазута.

Параметр крутки можно приближенно выразить также в виде

$$n \cong \frac{4\omega_t}{\omega_a}, \quad (4.25)$$

где ω_t — максимальная тангенциальная составляющая скорости потока на выходе из горелки; ω_a — то же аксиальная составляющая скорости [13, 73].

С увеличением параметра n растет турбулентность струи, интенсивность вовлечения окружающих газов в струю и угол раскрытия струи.

В центральной приосевой зоне закрученной струи создается область пониженного давления, куда устремляются высокотемпературные газы. Создается рециркуляция газов

к горючей струе. Длина зоны рециркуляции также зависит от степени крутки $S_{pc}=1,4nr_0$. Таким образом, основное отличие закрученной кольцевой струи от прямоточной состоит в повышенной турбулентности и наличии, кроме внешней, еще внутренней зоны вовлечения газов в струю, что ускоряет ее прогрев.

Воспламенение горючей смеси возможно при соблюдении двух условий: температура горючей смеси должна быть не ниже температуры воспламенения; концентрация горючего должна превышать нижний предел воспламенения.

У внешней границы струи, где температура $t_{см}$ наибольшая, находится незначительное количество топлива, недостаточное для воспламенения. В центральной зоне струи температура недостаточна для воспламенения. Начало горения, следовательно, становится возможным в довольно узкой, близкой к периферии полосе струи, где выполняются оба условия.

Фронт горения отличается повышенной турбулентностью за счет резкого увеличения объема газов. Фронт горения будет устойчивым, если постоянно обеспечивается подвод свежих порций топлива и воздуха. Горение происходит всегда на определенном удалении от среза горелки, поскольку вблизи горелки в струе нет необходимого уровня температур. Фронт горения устанавливается в том месте, где поступательная скорость потока оказывается равной скорости распространения турбулентного пламени.

4.5. ИНТЕНСИВНОСТЬ ВЫГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Начальный этап горения топлива происходит в условиях высокой концентрации горючего и окислителя и при повышенной турбулентности потока, созданной горелкой. Зона топочной камеры, в пределах которой идет интенсивное горение топлива до степени выгорания $\psi_{тл}=0,85-0,9$, называют *зоной ядра факела*. Она отличается высоким температурным уровнем и значительным тепловым излучением на окружающие экраны поверхности нагрева (рис. 4.11). По своим размерам зона ядра факела занимает $1/3-1/5$ объема топочной камеры. Остальную часть топки составляет *зона догорания* топлива и охлаждения газов. Здесь сочетаются низкая концентрация оставшегося горючего и окислителя, слабая турбулентность газового потока, поэтому догорание топлива происходит в глубоко диффузионной области и идет медленно.

Степень выгорания топлива в топочной камере обычно относят к *условной длине факела* $l_{ф}$, под которой понимают расстояние от устья горелки до оси топки по горизонтали, затем расстояние от уровня горелок до уровня середины горизонтального газохода по вертикали и далее по горизонтали до выхода из топки (см. рис. 4.11). На рис. 4.12 показаны степень выгорания топлива и уровень температур в топочной камере в зависимости от относительной длины факела при сжигании твердого топлива и мазута, полученные в испытаниях на энергетических паровых котлах большой производительности. Из приведенных данных следует, что в основном сгорание твердого топлива за-

вершается на относительной длине факела $l/l_{\phi}=0,35$, а мазута при $l/l_{\phi}=0,25$. Во втором случае зона ядра факела завершается на горизонтальном участке условной длины факела.

Угольная пыль отличается полифракционным составом. Ее горение начинается с мелких фракций, прогрев которых до воспламенения завершается за сотые

доли секунды пребывания в топочной камере. Горение мелких фракций ускоряет прогрев более крупных, но их горение начинается уже тогда, когда значительная часть кислорода израсходована. Поэтому горение крупных фракций происходит в диффузионной области, и они составляют в основном недожог топлива по выходе из топки.

Глава пятая

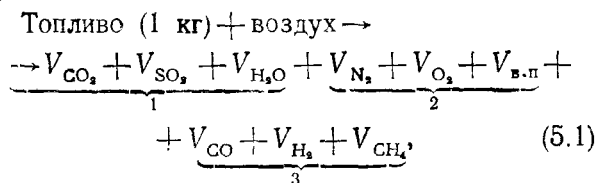
ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

5.1. СОСТАВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Знание состава топлива и реакций окисления его горючих веществ позволяет рассчитать объем получающихся после сжигания топлива продуктов сгорания. В процессе эксплуатации осуществляют постоянный и периодический контроль за составом продуктов сгорания для оценки полноты выгорания топлива и определения плотности газового тракта.

При тепловых расчетах котла по составу дымовых газов и температуре определяют энтальпию за каждой поверхностью нагрева. Знание объема газов позволяет выполнять аэродинамические расчеты.

Реакции горения при высоких температурах идут с большой скоростью, поэтому состав конечных продуктов сгорания близок к равновесному. В зонах, где оказалась нехватка кислорода, могут остаться продукты неполного окисления исходных горючих компонентов. Состав продуктов сгорания при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газового топлива можно записать в следующем виде:



где V_{CO_2} , V_{SO_2} и другие составляющие — объемы отдельных газов в продуктах сгорания, м³/кг или м³/м^{3*}.

Продукты сгорания топлива удобно разбить на три группы. Цифрой 1 в (5.1) обозначены продукты полного окисления горючих элементов топлива. Они состоят из трехатомных сухих газов, обозначаемых обычно через V_{RO_2} :

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}, \quad (5.2)$$

и объема водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$. В составе трехатомных сухих газов всегда $V_{\text{CO}_2} \gg V_{\text{SO}_2}$, по-

скольку содержание серы в топливах мало. Цифрой 2 обозначены объемы азота и кислорода, представляющие собой остаток сухого воздуха после горения топлива, и водяных паров. Здесь $V_{\text{N}_2} \gg V_{\text{O}_2}$, так как кислород в значительной мере израсходован на окисление. Объем водяных паров включает в себя испарившуюся влагу топлива и влажность самого воздуха. Цифрой 3 обозначены продукты неполного окисления горючих элементов топлива, при этом $V_{\text{CO}} > V_{\text{H}_2} > V_{\text{CH}_4}$. Соотношение между объемами $V_{\text{CO}} : V_{\text{H}_2}$ в среднем составляет 3:1. Наличие в продуктах неполного сгорания объема V_{CH_4} свидетельствует о грубых отклонениях режима горения от нормы.

Рассмотрим полное сгорание топлива при условии, когда в продуктах сгорания $V_{\text{CO}} = 0$; $V_{\text{H}_2} = 0$; $V_{\text{CH}_4} = 0$ и нет остаточного кислорода: $V_{\text{O}_2} = 0$. Количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг (м³) топлива при условии безостаточного использования кислорода, называют теоретически необходимым объемом воздуха V^0 . В этом случае согласно (5.1) теоретический объем продуктов сгорания

$$V^0_{\text{г}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V^0_{\text{H}_2\text{O}} + V^0_{\text{N}_2}. \quad (5.3)$$

Здесь выделяют теоретический объем сухих газов

$$V^0_{\text{с.г}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V^0_{\text{N}_2} = V_{\text{RO}_2} + V^0_{\text{N}_2} \quad (5.4)$$

и полный объем газов

$$V^0_{\text{г}} = V^0_{\text{с.г}} + V^0_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (5.5)$$

При этом в объем $V^0_{\text{H}_2\text{O}}$ входят все составляющие водяных паров в продуктах сгорания, рассмотренные выше, а объем $V^0_{\text{N}_2}$ образуется в основном из азота воздуха с небольшим дополнением азота топлива, выходящего из него при нагреве вместе с другими летучими веществами.

Объем сухих трехатомных газов V_{RO_2} в формулах (5.2) и (5.4) одинаков и не зависит от того, подан на

* В дальнейшем условно размерности удельных объемов и энтальпий будут относиться к 1 кг топлива.

** Содержание CO_2 и SO_2 в атмосферном воздухе очень мало и не учитывается в расчетах.

горение теоретический объем воздуха V^0 или больше его количество $V^{**}_в$, в то время как объем других составляющих продуктов сгорания будет при этом изменяться. В этом случае для обозначения объемов, соответствующих теоретическим условиям горения, вводится индекс 0.

При полном сгорании топлива и любом избыточном количестве воздуха в зоне горения, т. е. при $V_в > V^0$, образуется одинаковый теоретический объем газов V^0 , а увеличение объема продуктов сгорания определяется только избыточным количеством воздуха $\Delta V_в = V_в - V^0$ и водяными парами, содержащимися в нем, $\Delta V_{Н_2O}$.

В действительных условиях невозможно довести топливо до полного сгорания при теоретически необходимом объеме воздуха V^0 вследствие несовершенства перемешивания топлива с воздухом в большом топочном объеме за короткое время пребывания газов в нем (1—2 с). Поэтому для обеспечения достаточно полного сгорания топлива, удовлетворяющего экономическим показателям работы котлов, действительный объем воздуха всегда несколько больше теоретического. Отношение этих объемов называют *коэффициентом избытка воздуха* в продуктах сгорания

$$\alpha = V_в / V^0. \quad (5.6)$$

Необходимый коэффициент избытка воздуха в топке α_t зависит от сорта топлива, способа его сжигания и конструкции топочного устройства. Высокореакционное твердое топливо, отличающееся большим выходом летучих веществ, легче воспламеняется и быстрее сгорает, поэтому нуждается в меньшем избытке воздуха, чем топливо с малым выходом летучих. Эффективное перемешивание топлива с воздухом достигается в газоздушных смесях, поэтому сжигание мазута и газового топлива требует наименьшего избытка воздуха. Разный избыток воздуха нужен при сжигании одного и того же топлива, но в разных топочных устройствах (например, в прямоточной или вихревой топочной камере), отличающихся эффективностью перемешивания.

Расчетный коэффициент α_t устанавливается с учетом всех факторов согласно Нормам теплового расчета паровых котлов [8]. Обычно его принимают для разных топлив в пределах:

При сжигании твердых топлив 1,15—1,25
При сжигании жидких топлив 1,03—1,1
При сжигании газовых топлив 1,05—1,1

Уменьшение избытка воздуха дает экономию расхода энергии на привод тягодутьевых машин и повышает КПД котла, однако его снижение ниже расчетного значения α_t ведет к быстрому росту недожога топлива и снижению экономичности котла.

При работе парового котла под наддувом избыток воздуха на выходе из топки α_t равен его значению в горелке $\alpha_{гор}$ и сохраняется неизменным по всему газовому тракту, так

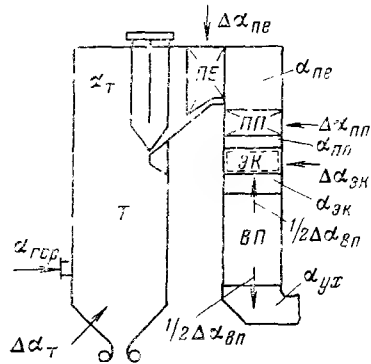


Рис. 5.1. Присосы холодного воздуха в котле.

как все его газоходы в этом случае имеют избыточное давление и выполнены газоплотными (за исключением регенеративного воздухоподогревателя).

При работе котла под разрежением, создаваемым дымососами, происходит подсос в газовый тракт холодного воздуха из окружающей среды через возникающие в местах сопряжения отдельных его элементов неплотности (трещины и зазоры в слоях обмуровки, местах прохода через обмуровку труб и т. п.). За счет этого объем продуктов сгорания увеличивается, растет избыток воздуха, снижается температура газов (рис. 5.1). Присосы определяются в долях теоретически необходимого объема воздуха

$$\Delta \alpha_i = \frac{\Delta V_i}{V^0}, \quad (5.7)$$

где ΔV_i — объем присосанного воздуха в пределах i -й поверхности парового котла.

Тогда избыток воздуха за i -й по порядку поверхностью нагрева после топки определяется как

$$\alpha_i = \alpha_t + \sum_1^i \Delta \alpha_i. \quad (5.8)$$

В топочной камере также имеют место присосы воздуха $\Delta \alpha_t$. С учетом этого избыток воздуха в зоне горения будет составлять:

$$\alpha_{гор} = \alpha_t - \Delta \alpha_t. \quad (5.9)$$

Объем уходящих газов, определяемый за последней поверхностью котла, можно найти по следующей формуле:

$$V_{yx} = V^0_t + (\alpha_{yx} - 1) V^0. \quad (5.10)$$

Он состоит из объема продуктов полного сгорания топлива V^0_t и всего избыточного воздуха $\Delta V_{изб}$, количество которого увеличивается по мере движения газов в газоходах. В свою очередь общее количество избыточного воздуха можно разделить на две составляющие

$$\Delta V_{изб} = (\beta_{гор} - 1) V^0 + \sum \Delta \alpha_i V^0, \quad (5.11)$$

где $\beta_{гор} = \alpha_{гор}$ — избыток воздуха на выходе из горелок.

Первое слагаемое в формуле (5.11) характеризует организованный избыток воздуха, необходимый для обеспечения достаточно полного сжигания топлива. Второе слагаемое — вредные присосы холодного воздуха.

Объем воздуха, необходимый для полного сгорания топлива, определяют для твердых и жидких топлив на основании составления реакций горения горючих элементов топлива [8, 44]. При горении углерода и серы объем образующихся V_{CO_2} и V_{SO_2} оказывается равным объему затраченного на их сжигание кислорода: $V_{RO_2} = V_{O_2}$, а поскольку объем азота практически не меняется, то $V_{O_{с.г}} = V^0$.

При горении водорода топлива объем образующихся водяных паров в 2 раза выше объема кислорода, затраченного на горение. Таким образом, теоретический объем газов V^0_r при наличии в топливе водорода всегда больше теоретически необходимого объема воздуха V^0 даже при сжигании «сухого» топлива, лишенного внешней влаги.

При сжигании газового топлива расчет расхода кислорода на горение производят для каждого из составляющих его горючих газов отдельно с учетом процентного содержания в составе газового топлива.

Полный объем воздуха и газов находится как произведение объема, вычисленного для 1 кг (m^3) топлива, на полный расход топлива. Кроме такого метода расчета, используют метод *приведенных тепловых характеристик*. В этом случае расчетные показатели относят к единице тепловыделения топлива — 1000 кДж или 1 МДж. Большой вклад в разработку и применение для практических расчетов этого метода сделали проф. С. Я. Корницкий, М. Б. Равич и Я. Л. Пеккер [54]. Применение этого метода расчетов основано на использовании правила Вельтера — Бертье, гласящего, что количество теплоты, выделяющейся при сгорании сухого топлива, прямо пропорционально количеству израсходованного кислорода, т. е. $Q^c = a' V_{O_2}$. Таким образом, зная теплоту сгорания топлива и его влажность, можно установить теоретический объем воздуха для горения и объем продуктов сгорания.

Энтальпия продуктов сгорания определяют для объема газов, полученного при сгорании 1 кг или 1 m^3 топлива и обозначают через I , кДж/кг, или кДж/ m^3 . Так как теплоемкости газов различны, то энтальпии компонентов дымовых газов подсчитывают отдельно. Так, энтальпия теоретического объема продуктов сгорания при температуре газов θ , °C, составляет:

$$I^0_r = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V^0_{N_2} c_{N_2} + V^0_{H_2O} c_{H_2O} + a_{ун} \frac{Ap}{100} c_{эл}) \theta, \quad (5.12)$$

где c_{RO_2} , c_{N_2} , c_{H_2O} — объемные теплоемкости отдельных компонентов дымовых газов, взятые при температуре газов θ , кДж/($m^3 \cdot K$); $c_{эл}$ — теплоемкость золовых частиц, кДж/(кг·K); $a_{ун}$ — доля золовых частиц, уносимая потоком газов.

Последний член уравнения (5.12), характеризующий энтальпию золовых частиц, уносимых потоком газов, учитывается только при сжигании высокозольных топлив.

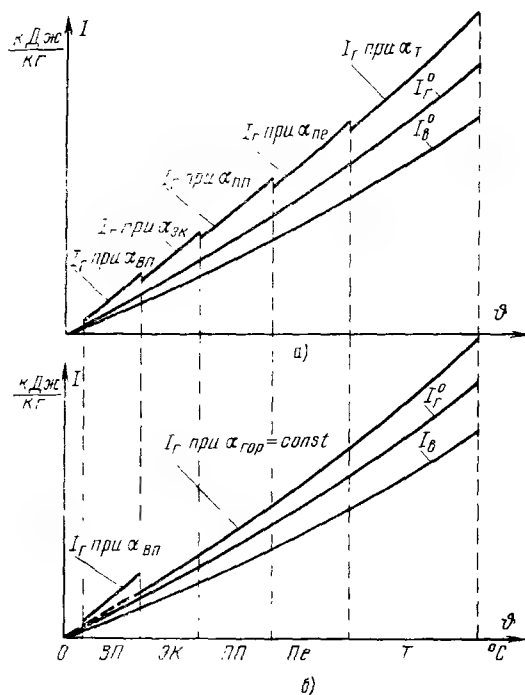


Рис. 5.2. I, θ -диаграмма воздуха и продуктов сгорания. а, б — при работе соответственно под разрежением и наддувом.

Энтальпия газов при избытке воздуха $\alpha > 1$ определяется из уравнения

$$I_r = I^0_r + \Delta I_r = I^0_r + (\alpha - 1) I^0_v; \quad (5.13)$$

здесь I^0_v — энтальпия теоретического объема воздуха:

$$I^0_v = V^0 c_v \theta, \quad (5.14)$$

где c_v — объемная теплоемкость воздуха, кДж/($m^3 \cdot K$).

Расчеты энтальпий газов при различных температурах для практического использования представляют в виде I, θ -диаграммы (рис. 5.2).

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА РАБОТАЮЩЕМ КОТЛЕ

Для обеспечения при эксплуатации оптимальных условий горения топлива и минимума присосов воздуха по газовому тракту необходим постоянный контроль за избытками воздуха в газовом тракте. На электростанциях используют два метода определения этого показателя. Основным является метод прямого определения остаточного кислорода в потоке дымовых газов кислородомером. Определение содержания кислорода в газовой смеси основано на использовании магнитных свойств молекул кислорода, чем не обладают другие газы многокомпонентной газовой смеси.

Пересчет процентного содержания кислорода на значение избытка воздуха производят следующим образом. Если пренебречь незначительным увеличением объема продуктов сгорания за счет освобождения азота из топлива, то объем сухих газов $V_{с.г} = V_v$. Остаточный кислород в продуктах сгорания в процентах

объема сухих газов можно выразить следующим образом:

$$O_2 = \frac{21(\alpha - 1)V^0}{V_{c.r}}. \quad (5.15)$$

С учетом ранее сказанного $V_{c.r} = \alpha V^0$, тогда

$$O_2 = \frac{21(\alpha - 1)}{\alpha}. \quad (5.16)$$

и окончательно в отношении искомого избытка воздуха получим:

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2}, \quad (5.17)$$

где O_2 — содержание кислорода в продуктах сгорания по показанию кислородомера, %.

Последняя формула справедлива при полном сгорании топлива и без учета влажности воздуха. При наличии в дымовых газах продуктов неполного сгорания (CO , H_2) вводятся дополнительные поправки.

Вторым достаточно широко применяемым методом определения избытка воздуха в продуктах сгорания является его расчет на основе нахождения процентного содержания сухих трехатомных газов $RO_2 = CO_2 + SO_2$, где

$$RO_2 = \frac{V_{RO_2}}{V_{c.r}} \cdot 100. \quad (5.18)$$

При полном сгорании топлива в стехиометрических соотношениях ($\alpha = 1$) и при условии, когда содержание водорода и кислорода в топливе соответствует выражению $H^p = O^p/8$, весь водород топлива считается окисленным кислородом топлива, и тогда

$$RO_2^0 = \frac{V_{RO_2}}{V_{c.r}} \cdot 100 = 21\%.$$

Однако во всех твердых и жидких топливах $H^p > O^p/8$. Тогда остаток водорода $\Delta H^p = H^p - O^p/8$ будет окисляться за счет кислорода воздуха с образованием водяных паров. Остающийся при этом объем азота ΔV_{N_2} войдет в состав сухих газов, а максимальное содержание сухих трехатомных газов будет меньше 21%

$$RO_2^{\max} = \frac{V_{RO_2}}{V_{c.r} + \Delta V_{N_2}} \cdot 100 = \frac{V_{RO_2}}{V_{c.r}} \cdot 100 \quad (5.19)$$

и тем меньше, чем больше разность H^p и $O^p/8$.

Показателем, отражающим это различие в содержании водорода и кислорода в топливе, является топливный коэффициент β . Его значение для твердых и жидких топлив определяют по формуле

$$\beta = 2,37 \frac{H^p - O^p/8}{C^p + 0,375S^p_{op+k}}. \quad (5.20)$$

С помощью коэффициента β величину $RO_2^{\max}$ можно выразить следующим образом:

$$RO_2^{\max} = \frac{21}{1 + \beta}. \quad (5.21)$$

В газовом топливе отсутствует кислород, а содержание водорода существенно больше, поэтому величина $RO_2^{\max}$ оказывается ниже, чем у твердых и жидких топлив.

Значения $RO_2^{\max}$ находятся в следующих пределах, %:

Для твердого топлива	18—20
Для мазута	16—17
Для природного газа	11—13

При значениях $\alpha > 1$ объем сухих газов составит $V_{c.r} = V_{c.r}^0 + \Delta V_B$ и $RO_2 = \frac{V_{RO_2}}{V_{c.r} + \Delta V_B} \times 100$ будет меньше, чем $RO_2^{\max}$. Поскольку при этом объем V_{RO_2} не изменяется, то отношение

$$\frac{RO_2^{\max}}{RO_2} = \frac{V_{c.r}^0 + \Delta V_B}{V_{c.r}} = \frac{V_B}{V^0} = \alpha. \quad (5.22)$$

Надежность определения коэффициента избытка воздуха α этим методом зависит от того, насколько точно известно для данного топлива значение $RO_2^{\max}$ (поскольку на электростанцию топливо поступает не всегда постоянного состава), а также от тщательности выполнения анализа отбираемых дымовых газов на содержание RO_2 .

Загрязнения с применением указанного углекислотного метода для оценки α возникают при сжигании топлив, содержащих в минеральной части карбонаты, которые при термическом разложении выделяют дополнительный, часто переменный объем CO_2 .

5.3. ТОКСИЧНЫЕ ВЕЩЕСТВА В ДЫМОВЫХ ГАЗАХ И МЕРЫ ЗАЩИТЫ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ

Тепловые электростанции, потребляя около 40% добываемого в мире топлива, оказывают существенное влияние на окружающую среду. Это воздействие ТЭС определяется как тепловыми потерями в атмосферу и водную среду, так и выбросом ряда вредных загрязнений. В интересах настоящего и будущих поколений в СССР проводится систематическая работа по обеспечению мер защиты внешней среды от вредных выбросов промышленных установок.

В газообразных выбросах электростанций безопасными составляющими для человека являются водяные пары, углекислый газ, кислород и азот. Остальные ингредиенты в той или иной мере являются вредными.

Тепловые электростанции и районные котельные загрязняют атмосферу за счет выброса окислов азота ($NO_x = NO + NO_2$), окислов

серы ($\text{SO}_2 + \text{SO}_3$), твердых золотых частиц и пятиоксида ванадия V_2O_5 . Кроме того, при неполном сгорании топлива в дымовых газах могут находиться окись углерода CO , углеводороды типа CH_4 , C_2H_4 , бенз(а)пирен $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$, сажа. Время существования газообразных вредных веществ в окружающей среде составляет от нескольких часов до нескольких суток. Многие из них постепенно разрушаются или преобразуются в безвредные под действием солнечной радиации и наличия кислорода в воздухе. Аэрозольные твердые частицы (сажа, пятиокись ванадия, бенз(а)пирен), оседая на поверхности земли, могут накапливаться и участвуют в приземной циркуляции атмосферы.

По степени воздействия на организм человека вредные вещества разделяются на несколько классов. К чрезвычайно опасным веществам относятся пятиокись ванадия и бенз(а)пирен. Первое соединение образуется в небольших количествах при сжигании мазута. Бенз(а)пирен может появиться в дымовых газах при сжигании любого топлива с недостатком кислорода. Он также выделяется при медленном разложении сажи. Высокоопасными являются двуокись азота NO_2 и серный ангидрид SO_3 . Окислы азота NO_x образуются в основном в зоне наиболее высоких температур факела. Выход NO_2 составляет около 10% NO_x . Сера топлива сгорает в основном до сернистого ангидрида SO_2 , относимого по степени вредного воздействия на человека, как и окись азота NO , к третьему классу (умеренно опасные вещества). Серный ангидрид SO_3 образуется в топках на конечном этапе горения факела из SO_2 при избытке атомарного кислорода и дополнительно за счет катализа на высокотемпературных отложениях пароперегревателя. Его выход составляет около 2—5% SO_2 . В зоне низкотемпературных поверхностей SO_3 преобразуется в пары серной кислоты и частично расходуется в процессе низкотемпературной коррозии (см. гл. 16).

Степень опасности воздействия того или иного вещества на живой организм определяют через отношение действительной концентрации вещества C , мг/м^3 , к предельно допустимой концентрации (ПДК), мг/м^3 , в воздухе на уровне дыхания. Это отношение

$$k_i = C_i / \text{ПДК}_i \quad (5.23)$$

называется токсичной кратностью данного i -го вещества. Оно должно быть меньше единицы.

При одновременном содержании в воздухе нескольких вредных веществ одностороннего действия, т. е. близких по характеру биологического воздействия на живой организм, происходит усиление отравляющего воздейст-

вия, в связи с чем недопустимо присутствие таких веществ в воздухе при концентрациях, близких к ПДК. В этом случае степень опасности оценивают, исходя из принципа сложения токсичных кратностей. Для дымовых газов принцип сложения применяют к следующим веществам: NO_2 , NO , SO_2 , SO_3 , CO . Тогда формула сложения вредных выбросов будет иметь вид:

$$\frac{C_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} + \frac{C_{\text{NO}}}{\text{ПДК}_{\text{NO}}} + \frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} + \frac{C_{\text{SO}_3}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_3}} + \frac{C_{\text{CO}}}{\text{ПДК}_{\text{CO}}} \leq 1. \quad (5.24)$$

Часто к этому сочетанию добавляют еще бенз(а)пирен. Для выбросов твердых частиц формула сложения следующая:

$$\frac{C_{\text{эл}}}{\text{ПДК}_{\text{эл}}} + \frac{C_{\text{с}}}{\text{ПДК}_{\text{с}}} + \frac{C_{\text{V}_2\text{O}_5}}{\text{ПДК}_{\text{V}_2\text{O}_5}} \leq 1, \quad (5.25)$$

где индексы «эл», «с» определяют золотые и сажистые частицы.

В табл. 5.1 приведены данные о предельно допустимых концентрациях некоторых веществ.

Таблица 5.1

Предельно допустимые концентрации некоторых вредных веществ в воздухе, мг/м^3

Вещество	Формула	В населенных пунктах	
		максимально разовая	среднесуточная
Двуокись азота	NO_2	0,085	0,085
Окись азота	NO	0,25	0,25
Серный ангидрид	SO_3	0,30	0,10
Сернистый ангидрид	SO_2	0,50	0,05
Окись углерода	CO	3,0	1,0
Бенз(а)пирен	$\text{C}_{20}\text{H}_{12}$	—	1·10 ⁻⁶
Пятиокись ванадия	V_2O_5	—	0,002
Сажа (копоть)	—	0,15	0,05
Пыль (золотые частицы)	—	0,50	0,15

Электростанции выбрасывают около $\frac{3}{4}$ общего количества окислов серы, поступающих в атмосферу. Растущее промышленное использование сернистых мазутов и твердых топлив ставит в качестве неотложной задачи сокращение общего выброса окислов серы. В силу низкой объемной концентрации окислов серы в дымовых газах (около 0,2%) и огромных расходных объемов последних очистка газов от SO_2 представляется весьма трудной задачей. Более перспективной является очистка нефти от серы на нефтеперерабатывающих заводах либо глубокая термическая переработка мазута или сернистого твердого топлива перед сжиганием с получением горячего газа и ценных жидких продуктов. Образующиеся сернистые соединения при этом значительно легче выделить и уловить. Эти методы переработки топлива называют энерготехнологическим использованием топлива, они сейчас получают развитие.

Удаление NO_x из дымовых газов связано с преодолением еще больших технических трудностей по сравнению с удалением SO_2 . Это определяется более низкой концентрацией NO_x в газах (в 2—5 раз меньше) и меньшей химической активностью окиси азота

NO, количество которой преобладает над NO₂ в дымовых газах. Выбросы окислов азота тепловыми электростанциями составляют около 40% общего их поступления в атмосферу [74].

В отличие от газа SO₂, выбросы которого из котлов относятся к неуправляемому процессу и зависят только от содержания серы в топливе, концентрация окислов азота в дымовых газах в решающей степени определяется организацией топочного процесса. Окислы азота образуются главным образом за счет азота и кислорода воздуха в высокотемпературной области горения (при температурах более 1600°C) и в результате окисления собственного азота топлива (эта реакция протекает при температурах ниже 1600°C). Таким образом, главными факторами уменьшения образования NO_x в топках являются снижение температурного уровня в зоне горения («низкотемпературное» горение) и уменьшение избытка воздуха. При этом следует помнить, что оба эти фактора в условиях ненадежной работы топки и горелок могут привести к образованию других не менее вредных веществ [например, сажи и бенз(а)пирена].

Выброс золывых частиц электростанциями составляет около 20% общего загрязнения атмосферы твердыми пылевыми частицами. С увеличением мощности тепловых электростанций и доли сжигания на них твердых топлив выбросы твердых фракций могут воз-

расти. В связи с этим актуальной становится задача глубокого улавливания золовых частиц перед удалением дымовых газов в атмосферу. В летучей золе после сжигания твердых топлив находится ряд вредных компонентов, таких как соединения, содержащие фтор и мышьяк, окислы SiO₂, CaO. Улавливание золовых частиц на ТЭС чаще всего производится электрофильтрами. Для многих топлив, обладающих повышенным содержанием золы, остатка, степень очистки газов от золы должна быть не ниже 99%.

Пока не созданы эффективные промышленные установки для глубокого удаления вредных примесей из топлива (облагораживания топлива) или улавливания вредных веществ из дымовых газов, одним из способов снижения концентрации токсичных веществ в приземной зоне является применение высоких дымовых труб (высотой до 320 м), развешивающих дымовые газы на большие расстояния. При этом с увеличением высоты дымовой трубы концентрация вредных примесей у поверхности земли снижается обратно пропорционально квадрату отношения высот труб. Повышение высоты дымовых труб не является радикальным средством защиты окружающей среды от промышленных выбросов. Эта мера обеспечивает только местное снижение концентраций вредных веществ в приземном слое атмосферы.

Глава шестая

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ТОПЛИВА

6.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОГО КОТЛА. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Эффективность использования топлива в паровом котле определяется тремя основными факторами:

- 1) полнотой сгорания топлива в топочной камере;
- 2) глубиной охлаждения продуктов сгорания при прохождении поверхностей нагрева;
- 3) снижением сопутствующих процессу горения потерь теплоты в окружающую среду.

Полнота передачи теплоты топлива в котле к рабочей среде определяется КПД котла брутто. Последний определяется как отношение количества теплоты, воспринятой рабочей средой Q_1 , кДж/кг твердого и жидкого топлива или кДж/м³ газового топлива¹, к располагаемой теплоте рабочей массы топлива, $Q_{p.p}$, кДж/кг,

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q_{p.p}} \cdot 100. \quad (6.1)$$

¹ Далее условно размерность величин будет приводиться только на 1 кг твердого и жидкого топлива.

Располагаемая теплота сжигаемого топлива в общем случае определяется по формуле

$$Q_{p.p} = Q_{p.n} + Q_{тл} + Q_{в.внш} + Q_{п.ф} - Q_k, \quad (6.2)$$

где $Q_{p.n}$ — низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг; $Q_{тл}$ — физическая теплота поступающего на горение твердого или жидкого топлива, кДж/кг; $Q_{в.внш}$ — количество теплоты, полученной поступающим в котел воздухом при подогреве его вне агрегата, чаще всего в калориферах, кДж/кг; $Q_{п.ф}$ — теплота пара, используемого в паромеханических форсунках для распыления мазута, кДж/кг; Q_k — теплота разложения карбонатов минеральной массы твердого топлива, кДж/кг (учитывается при сжигании сланцев).

Физическая теплота поступающего топлива определяется его температурой

$$Q_{тл} = c_{тл} t_{тл}, \quad (6.3)$$

где $c_{тл}$ — удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг × °C); $t_{тл}$ — температура топлива, °C.

При сжигании твердого топлива его средняя температура $t_{тл} = 0 + 20^\circ\text{C}$, а в зимний период может иметь даже отрицательные значения. Обязательным является

учет $Q_{тл}$ при сжигании мазута, поскольку он подогревается для распыла в форсунке до 100—130°C. Количество теплоты, полученной воздухом при его подогреве вне котла, определяют по формуле

$$Q_{в.внш} = \beta_v V^0 c_v (t'_{в} - t_{х.в}), \quad (6.4)$$

где β_v — относительное количество воздуха, проходящее через нагревательную установку (калорифер); c_v — теплоемкость воздуха; $t_{х.в}$, $t'_{в}$ — температура холодного воздуха и воздуха перед поступлением в воздухоподогреватель (за калориферной установкой).

Теплота, введенная паром при распылении мазута в форсунках,

$$Q_{п.ф} = d_{ф} (i_{п.ф} - i''_{п}), \quad (6.5)$$

где $d_{ф}$, $i_{п.ф}$ — удельный расход пара, кг/кг топлива, и его энтальпия, кДж/кг (обычно $d_{ф} = 0,05 \pm 0,1$ кг/кг); $i''_{п}$ — энтальпия пара, содержащегося в уходящих газах при атмосферном давлении и температуре $\theta_{ух}$, кДж/кг.

Доля затраченной теплоты на разложение карбонатов сланцев пропорциональна количеству выделяющейся при горении углекислоты CO_2 , поэтому формула для определения Q_k имеет вид:

$$Q_k = 40,5 CO_2. \quad (6.6)$$

В итоге располагаемое тепло при сжигании различных видов топлив определяют следующим образом:

$Q^p_r = Q^p_n$ — для антрацитов, каменных и бурых углей с невысокой влажностью и сернистостью; $Q^p_r = Q^p_n + Q_{тл} + Q_{в.внш}$ — для бурых углей с высокой влажностью, углей и мазута с высокой сернистостью; $Q^p_r = Q^p_n + Q_{тл} + Q_{в.внш} + Q_{п.ф}$ — для мазута при наличии парового распыла в форсунках; $Q^p_r = Q^c_n$ — для природного газа; $Q^p_r = Q^p_n - Q_k$ — для сланцев.

Количество теплоты, которое получило рабочее тело (вода, пар) в котле в расчете на 1 кг (m^3) сжигаемого топлива,

$$Q_1 = \frac{D_{пе}}{B} (i_{п.п} - i_{п.в}) + \frac{D_{вт}}{B} (i''_{вт} - i'_{вт}) + \frac{D_{пр}}{B} (i' - i_{п.в}), \quad (6.7)$$

где $D_{пе}$, $D_{вт}$ — расход свежего пара и пара промежуточного (вторичного) перегрева, кг/с; $D_{пр}$ — расход продувочной воды из барабана для поддержания заданного солевого режима в контурах циркуляции, кг/с.

Величина $D_{пр}$ учитывается, когда она составляет не менее 2% $D_{пе}$; $i_{п.п}$, $i_{п.в}$, i' — энтальпия перегретого пара, питательной воды и воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг; $i''_{вт}$, $i'_{вт}$ — энтальпия вторично-перегретого пара на выходе из промперегревателя и входе в него, кДж/кг; B — расход топлива, кг/с или m^3 /с.

Использованное количество теплоты в паровом котле можно выразить также через тепловосприятие отдельных поверхностей нагрева котла

$$Q_1 = Q_{т.к} + Q^k_{пе} + Q_{вт} + Q_{эк}, \quad (6.8)$$

где $Q_{т.к}$ — тепловосприятие рабочей среды в поверхностях топочной камеры, кДж/кг; $Q^k_{пе}$, $Q_{вт}$ — тепловосприятие пара в конвективных поверхностях основного и промежуточного перегревателей, кДж/кг; $Q_{эк}$ — тепловосприятие экономайзера, кДж/кг.

Часть располагаемой теплоты топлива в процессе работы котла неизбежно теряется и составляет *тепловые потери*. Распределение теплоты, поступающей в паровой котел, на полезно используемую теплоту и потери положено в основу составления *теплового баланса парового котла*. Уравнение теплового баланса отвечает установившемуся тепловому режиму работы котла, его обычно записывают в отношении к 1 кг или 1 m^3 сжигаемого топлива:

$$Q^p_r = Q_1 + \underbrace{Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6}_{\text{тепловые потери}}. \quad (6.9)$$

Если разделить правую и левую части уравнения (6.9) на Q^p_r и выразить в процентах, то получим:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (6.10)$$

Наименование потерь теплоты и их примерные значения в процентах указаны в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Потери теплоты в паровых котлах

Наименование потери	Относительная потеря, % от Q^p_r	Потери q , %
С уходящими газами	q_2	4—7
С химическим недожогом топлива	q_3	0—0,5
С механическим недожогом топлива	q_4	0,5—5
От наружного охлаждения через обмуровку	q_5	0,2—1
С физическим теплом удаляемых шлаков из топки	q_6	0—3
Сумма тепловых потерь	$\Sigma q_{пот}$	6—12

Значения потерь постоянно контролируются и среднестатистические данные по ним внесены в нормативный метод тепловых расчетов [8] для правильного выполнения расчета новых конструкций паровых котлов.

Прямое определение КПД парового котла по формуле (6.1) может оказаться недостаточным и вызывает трудности при точных измерениях нескольких параметров: массовых расходов пара и топлива, определении теплоты сгорания топлива и отдельных составляющих располагаемой теплоты.

Коэффициент полезного действия парового котла брутто можно определить, зная сумму тепловых потерь при его работе, пользуясь методом обратного баланса

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (6.11)$$

Определение КПД парового котла методом обратного баланса, т. е. через установление суммы значений его тепловых потерь, может быть выполнено с большей точностью, чем по прямому балансу, так как сумма потерь составляет примерно $1/10$ часть Q_p^p и каждая из них определяется достаточно надежно. Этот метод является единственным при оценке тепловой экономичности проектируемого парового котла.

Зная тепловые потери, а следовательно, КПД брутто котла и используя формулы (6.1) и (6.7), можно определить *расход топлива* на котел, кг/с:

$$B = \frac{D_{пг}(t_{пг} - i_{п.в}) + D_{вт}(i''_{вт} - i'_{вт}) + D_{пр}(i' - i_{п.в})}{Q_p^p \eta_k} \quad (6.12)$$

На этот расход топлива рассчитывают топливоприготовительное оборудование. В самом котле (при работе на твердом топливе) в большинстве случаев сгорает не все топливо, поскольку имеются потери с механическим недожогом q_4 . Для расчета действительных объемов продуктов сгорания и необходимого расхода воздуха на горение вводят понятие *расчетного расхода топлива*

$$B_p = B(1 - 0,01q_4). \quad (6.13)$$

Коэффициент полезного действия брутто η_k характеризует совершенство работы собственно парового котла. Однако его нормальная работа обеспечивается большим количеством вспомогательных машин и механизмов, потребляющих часть вырабатываемой блоком (электростанцией) электроэнергии. Затраты энергии на них называют *собственным расходом* котельной установки $N_{ср}$. К расходу мощности на вспомогательное оборудование относятся затраты на дутьевые вентиляторы, дымоходы, питательные электронасосы, оборудование пылесистемы, обдувочные аппараты и большое число электродвигателей дистанционного и автоматического управления. Доля затрат энергии на собственный расход котла, %, от общей выработки электроэнергии при его работе в блоке с турбиной

$$\Delta \tau_{с.р} = \frac{N_{с.р}}{BQ_p^p \tau_{с.р}} \cdot 100, \quad (6.14)$$

где B — расход топлива на паровой котел, кг/с; $\eta_{ср}$ — КПД выработки электроэнергии на электростанции.

Величина $\Delta \tau_{с.р}$ для мощного парового котла составляет 4—5%. Если вычесть из η_k затраты энергии на собственный расход, то получается КПД котла нетто, характеризующий эффективность работы котельной уста-

новки по отношению к электроэнергии, отпущенной потребителям:

$$\eta_k^{нт} = \eta_k - \Delta \tau_{ср}. \quad (6.15)$$

6.2. АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ

Потеря теплоты с уходящими газами. Согласно табл. 6.1 потеря теплоты с уходящими газами является наибольшей. Относительное значение этой потери, %, определяют как

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100, \quad (6.16)$$

где Q_2 — абсолютное значение потери, кДж/кг:

$$Q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{0,x,v}) (1 - 0,01q_4). \quad (6.17)$$

Здесь I_{yx} — энтальпия уходящих газов, кДж/кг; $I_{0,x,v}$ — энтальпия теоретически необходимого объема холодного воздуха, кДж/кг. Первый множитель характеризует превышение энтальпии уходящих газов над энтальпией поступающего в котел организованного и неорганизованного воздуха, второй — вводит поправку на полноту сгорания топлива. Из формулы (6.17) следует, что значение потерь с уходящими газами Q_2 определяется прежде всего энтальпией газов I_{yx} , т. е. зависит от температуры этих газов θ_{yx} и их объема, характеризующего избытком воздуха α_{yx} .

Снижение температуры уходящих газов на 15—20°C приводит к уменьшению потери q_2 или, что то же самое, к росту КПД котла примерно на 1%. Однако снижение температуры не происходит само собой, для этого требуется установка дополнительной конвективной поверхности нагрева ΔH_k , размеры которой будут тем больше, чем ниже окажется температура газов (рис. 6.1). При этом надо учесть также, что θ_{yx} в значительной мере определяется температурой питательной воды $t_{п.в}$, поступающей в экономайзер, и температурой воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в$. Эта зависимость может быть выражена в следующем виде [11]:

$$\theta_{yx} = \frac{\omega - 1}{\omega} (t_{п.в} + \Delta t_2) + \frac{t'_в + \Delta t_1}{\omega}, \quad (6.18)$$

где $\omega = \Sigma (Vc)_г / (V_v c_v)$ — отношение водяных эквивалентов газов и воздуха в нижней ступени воздухоподогревателя; Δt_1 — температурный напор (газ — воздух) на «горячем конце» воздухоподогревателя; Δt_2 — температурный напор (газ — вода) на «холодном конце» экономайзера.

По [8] рекомендуется иметь минимальные значения температурных напоров: $\Delta t_1 = 30^\circ\text{C}$ и $\Delta t_2 = 40^\circ\text{C}$, од-

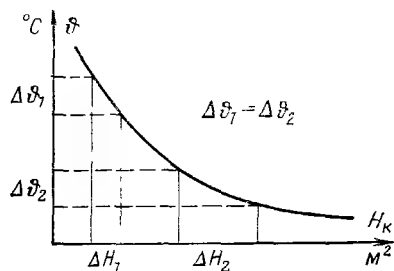


Рис. 6.1. Изменение величины дополнительной поверхности нагрева в разных температурных зонах.

нако во избежание значительного роста поверхностей воздухоподогревателя и экономайзера при проектировании выбирают более высокие значения Δt_1 и Δt_2 . Отношение водяных эквивалентов зависит от качества сжигаемого топлива и избытка воздуха в зоне воздухоподогревателя.

Для заданного вида топлива и принятых значений Δt_1 , Δt_2 и избытка воздуха формула (6.18) преобразуется к виду:

$$\vartheta_{yx} = A + B t_{п.в.} \quad (6.19)$$

Из сказанного следует, что выбор оптимальной температуры уходящих газов ϑ_{yx}^{opt} требует комплексного технико-экономического решения. Изменение ϑ_{yx} будет существенно влиять на размер поверхностей экономайзера, воздухоподогревателя и регенеративных подогревателей. Последнее вызывает изменение гидравлического сопротивления газового и водяного трактов и расхода энергии на питательный насос и тягодутьевые машины. Следует учесть также возможное изменение расчетной высоты дымовой трубы по условиям рассеяния газов.

Таким образом, дополнительные затраты, руб/год, связанные, например, с понижением температуры уходящих газов и питательной воды при сохранении температуры горячего воздуха можно выразить в следующем виде:

$$Z = \Delta S_{вп} + \Delta S_{эк} - \Delta S_{п} + \Delta S_{тд} - \Delta S_{тл} + \Delta S_{тр}, \quad (6.20)$$

где $\Delta S_{вп}$, $\Delta S_{эк}$ — дополнительные затраты на увеличение поверхностей воздухоподогревателя и экономайзера; $\Delta S_{тд}$ — то же на оплату электроэнергии в связи с увеличением сопротивления тягодутьевого тракта; $\Delta S_{тр}$ — то же в связи с необходимостью увеличения высоты дымовой трубы; $\Delta S_{п}$ — снижение затрат на подогревателя питательной воды; $\Delta S_{тл}$ — то же на оплату топлива ввиду снижения его расхода.

Условие оптимума температуры ϑ_{yx}^{opt} определяется минимумом расчетных затрат, его находят путем решения уравнения

$$\partial Z / \partial \vartheta_{yx} = 0. \quad (6.21)$$

Характерные зависимости оптимальной температуры уходящих газов ϑ_{yx}^{opt} от определяющих факторов приведены на рис. 6.2. Оптимальная температура существенно зависит от стоимости топлива и его качества, прежде всего от влажности. Чем выше цена топлива, тем при прочих равных условиях больше стоимость сэкономленного топлива, что окупает более развитую поверхность нагрева и тем самым позволяет иметь более низкую температуру уходящих газов (рис. 6.2,а). При большой влажности растет объем продуктов

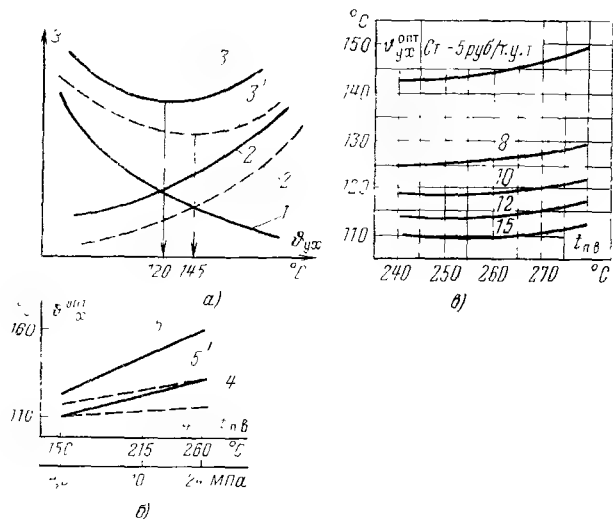


Рис. 6.2. К определению оптимальной температуры уходящих газов.

а — зависимость от стоимости поверхностей и стоимости сжигаемого топлива; 1 — затраты на поверхности нагрева; 2 и 2' — затраты на дорогое и дешевое топливо; 3 и 3' — суммарные расчетные затраты при дорогое и дешевом топливе; б — зависимость от температуры питательной воды и влажности топлива; 4 и 4' — границы для сухих топлив с $W_{п} < 0,7$; 5 и 5' — то же для влажных топлив с $W_{п} = 1+5$; в — связь оптимальной температуры уходящих газов с температурой питательной воды и стоимостью топлива для блока сверхкритического давления.

сгорания топлива и их удельная теплоемкость, так как теплоемкость паров воды наибольшая. Поэтому при охлаждении газов на одинаковое число градусов $\Delta \vartheta_{yx}$ при большой влажности необходимо отвести большее количество теплоты, что требует дополнительного увеличения поверхности нагрева по сравнению с сухим топливом. При той же или более низкой стоимости влажного топлива увеличение поверхности не окупается, в результате оптимальная температура уходящих газов с повышением влажности растет (рис. 6.2,б).

Повышение начальных параметров пара (давления и температуры) приводит к значительному росту эффективности регенерации теплоты, что оправдывает повышение оптимальной температуры питательной воды. С другой стороны, повышение начального давления удорожает оборудование и увеличивает затраты мощности на питательные насосы. Рост $t_{п.в.}$ ведет, как это показано выше, к увеличению ϑ_{yx} , а следовательно, к росту стоимости котла и снижению его экономичности. Поэтому всегда приходится ограничивать использование термодинамических возможностей повышения КПД установок. Из расчетных зависимостей (рис. 6.2,в) следует, что влияние $t_{п.в.}$ на значения ϑ_{yx}^{opt} более сильно проявляется для дешевых топлив.

Практически расчетные значения ϑ_{yx} при проектировании паровых котлов составляют от 120 до 160°C.

Для полупиковых котлов с ограниченным сроком эксплуатации только в периоды повышенных электронагрузок системы более существенным становится уменьшение стоимости котла. Поэтому этот тип котлов отличается

использованием пониженных параметров пара и более высокой температурой уходящих газов ($\vartheta_{yx}=160\div 200^\circ\text{C}$).

При выборе ϑ_{yx} учитывается также возможность коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева, главным образом воздухоподогревателя (см. § 16.3). Поэтому при сжигании высокосернистых топлив ($S^p > 2\%$) идут на повышение температуры уходящих газов до $140\text{—}160^\circ\text{C}$ с одновременным подогревом поступающего в воздухоподогреватель воздуха до $60\text{—}80^\circ\text{C}$. Кроме того, принимаются конструктивные меры к снижению коррозии воздухоподогревателя (см. § 19.4).

Потеря теплоты с химическим недожогом топлива. В продуктах сгорания топлив могут находиться газообразные горючие компоненты CO , H_2 , CH_4 . Их горение за пределами топочной камеры практически невозможно вследствие недостаточно высокой температуры газов и низкой концентрации как горючих компонентов, так и кислорода. Теплота, потерянная в результате недогорания газообразных горючих веществ, составляет химический недожог топлива, Q_3 , кДж/кг. Расчет потерь теплоты q_3 , %, производят по формуле [53]

$$q_3 = (126,4\text{CO} + 108\text{H}_2 + 358,2\text{CH}_4) \frac{V_{c.r.}(100 - q_4)}{Q_p}, \quad (6.22)$$

где CO , H_2 , CH_4 — объемные содержания продуктов неполного сгорания топлива по отношению к сухим газам, %; $V_{c.r.}$ — объем сухих газов, $\text{м}^3/\text{кг}$; $100 - q_4$ — полнота сгорания твердой части топлива, %; цифры перед обозначением газов CO , H_2 , CH_4 — уменьшенная в 100 раз теплота сгорания 1 м^3 соответствующих газов, кДж/м³.

Химический недожог при сжигании газового и жидкого топлив составляет $q_3 = 0\div 0,5\%$, а при сжигании твердого топлива, как правило, очень мал и принимается равным нулю. В эксплуатации он определяется главным образом содержанием в продуктах сгорания CO и в меньшей мере H_2 . Наличие в составе продуктов сгорания CH_4 свидетельствует о ненормальности организации процесса горения. Однако анализ на недожог надо проводить обязательно по всем составляющим, поскольку даже небольшое количество CH_4 согласно формуле (6.22) может оказать заметное влияние на q_3 .

Потери теплоты с химическим недожогом сильно зависят от коэффициента избытка воздуха и нагрузки котла (рис. 6.3). В условиях полного перемешивания топлива с кислородом (1) химический недожог может иметь место только при $\alpha < 1$. В реальных условиях (2) при полной нагрузке наличие



Рис. 6.3. Потери теплоты с химическим недожогом топлива.

химического недожога при $\alpha = 1$ определяется несовершенством перемешивания топлива с воздухом. При коэффициенте избытка воздуха, названном критическим $\alpha_{кр}$, химический недожог не возникает. Обычно $\alpha_{кр} = 1,02\div 1,03$ и характеризует, таким образом, степень аэродинамического несовершенства горелочного устройства. При работе парового котла на пониженной нагрузке (3) снижаются скорости выхода топлива и воздуха из горелок, тем самым уменьшается энергия перемешивания потоков, несколько снижается уровень температур в зоне горения, что также ведет к росту химического недожога топлива.

Потеря теплоты с механическим недожогом топлива. При сжигании торфа, угля и сланцев механический недожог представляет собой коксовые частицы, которые, находясь некоторое время в зоне высоких температур факела, успели выделить летучие вещества и возможно частично обгорели. Механический недожог при сжигании мазута и газа может иметь место также в виде твердых частиц (остаток после испарения капель мазута) либо в виде сажевых частиц, возникающих в высокотемпературных зонах горения при нехватке кислорода ($\alpha < 0,6$).

В нормальных условиях эксплуатации потери с механическим недожогом при сжигании твердых топлив составляют $q_4 = 0,5\div 5\%$, при этом большая цифра относится к топливу с малой реакционной способностью (низким выходом летучих веществ) — антрацитам, а меньшая — к торфу и бурым углям с высоким выходом летучих горючих. Каменные угли имеют $q_4 = 0,5\div 2\%$. Потери q_4 при сжигании газа и мазута невелики (обычно менее $0,1\%$), и их рассматривают совместно с потерями q_3 , т. е. оценивают как $q_3 + q_4$.

При камерном сжигании твердого топлива потери теплоты с механическим недожогом Q_4 , кДж/кг, распределяются на *потери с уносом* Q_4^{un} и *со шлаком* $Q_4^{шл.}$; при этом преобладающую часть составляет Q_4^{un} .

Потери с уносом определяются мелкими коксовыми частицами, которые уносятся газовым потоком из топки, проходят по всем газоходам котла, затем улавливаются в электрофильтрах или других золоочистных установках вместе с золовыми частицами и удаляются

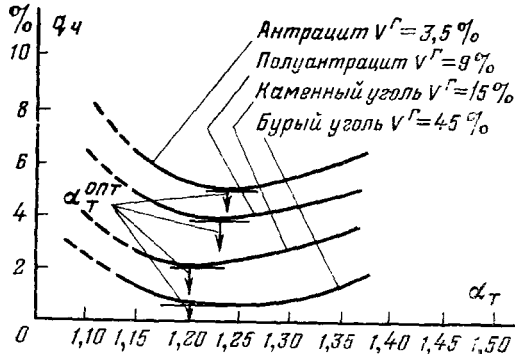


Рис. 6.4. Потери теплоты с механическим недожогом топлива при твердом шлакоудалении из топочной камеры.

в смеси с золой в золоотвалы. Потери со шлаком определяются тем, что часть не полностью сгоревших частиц топлива в зоне горения оказывается заплывленной в шлаке, который затем выпадает в низ топки.

При сохранении оптимальной тонкости размола пыли и нормальных условиях эксплуатации потери q_4 зависят от избытка воздуха и существенно меняются с изменением выхода летучих веществ (рис. 6.4). При избытке воздуха ниже оптимального рост недожога определяется неполнотой перемешивания топлива с воздухом на выходе из горелки и развитием зон с нехваткой кислорода, хотя температурный уровень горения высокий. При $\alpha > \alpha_{\text{опт}}$ наблюдается снижение температуры в зоне горения и замедление реакций окисления (см. гл. 4), одновременно уменьшается время пребывания частиц в высокотемпературной зоне ввиду увеличения объема продуктов сгорания. Оба эти фактора приводят к возрастанию недожога топлива.

Повышенные потери q_4 у низкорекреционных топлив (антрацит, полуантрацит) определяются поздним воспламенением коксовых частиц и затянутым горением в диффузионной области. В связи с этим указанные топлива весьма чувствительны к режиму эксплуатации. В качестве примера на рис. 6.5 показано влияние на потери с механическим недожогом топлива изменения температуры горячего воздуха, а на рис. 6.6 — влияние неравномерности его распределения по горелкам, где $\delta\alpha$ — относительное отклонение избытка воздуха от среднерасчетного в горелках.

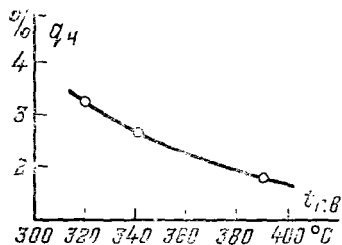


Рис. 6.5. Зависимость потерь теплоты с механическим недожогом топлива от температуры горячего воздуха.

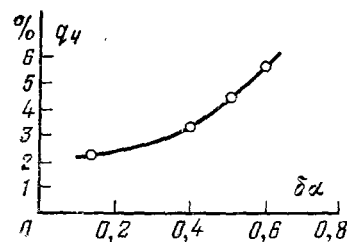


Рис. 6.6. Изменение потерь с недожогом топлива от степени неравномерности распределения воздуха по горелкам при $t_{г.в.} = 400^\circ\text{C}$ и жидком шлакоудалении.

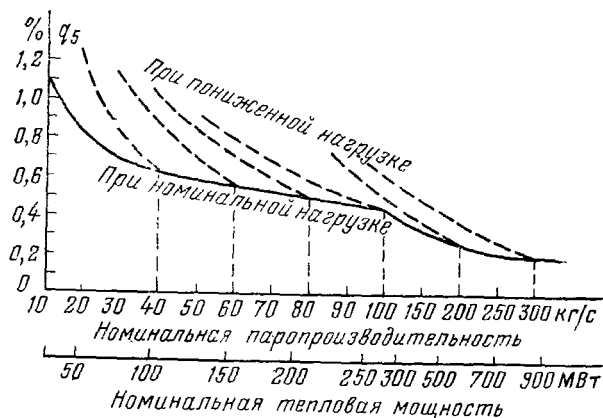


Рис. 6.7. Потери теплоты от наружного охлаждения.

Потеря теплоты от наружного охлаждения.

Эта потеря определяется тем, что обмуровка и обшивка котла и его элементы: барабан, коллекторы, трубопроводы, имея более высокую температуру, чем температура окружающего воздуха, отдают ему часть теплоты. В общем виде потерю Q_5 , кДж/кг, можно выразить следующей формулой:

$$Q_5 = \frac{F_{\text{ст}}}{B_p} (\alpha_k + \alpha_l) (t_{\text{ст}} - t_{\text{окр}}), \quad (6.23)$$

где $F_{\text{ст}}$ — наружная поверхность стен котла и его высокотемпературных элементов, м^2 ; α_k , α_l — коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $t_{\text{ст}}$, $t_{\text{окр}}$ — соответственно средняя температура поверхности теплоотдающих стен и температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$.

Потеря от наружного охлаждения будет тем больше, чем выше температура обмуровки и тепловой изоляции. Согласно ПТЭ внешние поверхности котла и его элементов должны иметь изоляцию, обеспечивающую температуру $t_{\text{ст}}$ не выше 55°C [6]. Тепловой поток с поверхности определяют прибором — тепломером. В прикидочных расчетах пользуются средним значением теплового потока с поверхности обмуровки $q_{\text{л}} = 200 \div 300 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Абсолютная потеря теплоты в окружающую среду Q_5 для котлов разной номинальной мощности определяется отношением $F_{\text{ст}}/B_p$. С увеличением мощности котла абсолютная потеря Q_5 , кДж/кг, и относительная потеря q_5 , %, снижаются, так как полное тепловыделение и объем продуктов сгорания увеличиваются быстрее, чем размер ограждающих поверхностей (рис. 6.7).

Как показано на рис. 6.7, потери q_5 для котлов большой мощности невелики. Принято для упрощения считать эти потери пропорциональными тепловосприятию каждой из поверх-

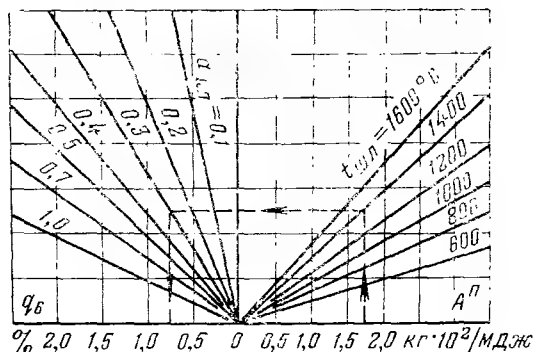


Рис. 6.8. Потери с физической теплотой удаляемых шлаков.

ностей нагрева котла и учитывать коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_6}{\eta_k + q_5} \quad (6.24)$$

При этом отношение $q_5/(\eta_k + q_5)$ характеризует долю потерь теплоты вовне.

При снижении производительности котла абсолютная потеря теплоты через его ограждающие стены останется практически такой же, поэтому относительные потери пропорционально возрастают:

$$q_6 = q_6^n \cdot \frac{D_n}{D}, \quad (6.25)$$

где индекс «н» относится к номинальным значениям величин; потери q_5 при $D < D_n$ показаны на рис. 6.7 пунктирными линиями.

Потеря с физической теплотой удаляемых шлаков. Потеря теплоты Q_6 характеризуется тем, что удаляемый из-под топki шлак, имея довольно высокую температуру, уносит определенное количество теплоты, которая передается воде, находящейся в шлаковой ванне, и

безвозвратно теряется. Расчет относительной потери, %, ведется по формуле

$$q_6 = \frac{a_{шл}(ct)_{шл}A^p}{Q_p}, \quad (6.26)$$

где $a_{шл} = 1 - a_{ун}$ — доля шлакоудаления в топочной камере; $(ct)_{шл}$ — энтальпия шлака, кДж/кг; A^p — зольность рабочей массы топлива, %.

Потери q_6 можно определить по графику (рис. 6.8), где $A^p = A^p/Q_p$ — приведенная зольность топлива. Потери q_6 существенно зависят от способа удаления шлаков из топki (см. гл. 7). При организации твердого шлакоудаления доля $a_{шл} = 0,05 \div 0,1$, а температура шлаков составляет $600-700^\circ\text{C}$ и при относительно небольшой зольности топлива потери q_6 будут незначительными (рис. 6.8). Учет этих потерь производят только для многозольных потерь, когда приведенная зольность $A^p > 2,5$. В случае жидкого шлакоудаления температура вытекающего шлака в среднем составляет $t_{шл} = 1400 \div 1600^\circ\text{C}$, а доля шлакоудаления также возрастает до $a_{шл} = 0,15 \div 0,3$ в однокамерных топках и достигает $0,5-0,7$ в топках с циклонными предтопками. В этом случае потери q_6 учитывают обязательно.

Из анализа тепловых потерь следует, что значение некоторых из них существенно и по-разному зависит от избытка воздуха (q_2, q_3, q_4). В связи с этим возникает необходимость в установлении оптимального избытка воздуха в топке, обеспечивающего минимум суммарных потерь. При этом потери q_2 относят к a_t , считая присосы по газоходам $\sum \Delta a_i = \text{const}$. На рис. 6.9,а представлен соответствующий график потерь $q_2 + q_3 = f(a_t)$ при сжигании природного газа и мазута, когда потерями q_4 можно пренебречь. Как видно, опти-

Таблица 6.2

Расчетные экономические показатели современных паровых котлов большой производительности

Мощность блока, МВт	Маркировка котла по ГОСТ ¹	Заводская маркировка котла ²	Топливо, шлакоудаление	Коэффициент избытка воздуха	Температура уходящих газов, °C	Потери теплоты, %					КПД котла, %
						q_2	q_3	q_4	q_5	q_6	
300	Пп-950/255ГМ	ТГМП-324 ²	Мазут	1,03	119	4,3	0,5	0,2	0,3	—	94,7
300	Пп-950/255Ж	ТПП-210А-2	Донецкий АШ, жидкое	1,20	130	5,46	—	4,0	0,4	0,22	89,92
300	Пп-950/255Ж	ТПП-312	Донецкий ГСШ, жидкое	1,20	136	5,9	—	1,0	0,3	0,36	92,44
300	Пп-950/255	П-59	Подмосковный Б2, твердое	1,20	152	7,44	—	1,0	0,2	0,06	91,3
500	Пп-1650/255	П-57	Экибастузский СС, твердое	1,20	131	5,84	0,5	1,5	0,3	0,11	91,75
500	Пп-1650/255Ж	П-49-2	Назаровский Б2, жидкое	1,20	151	6,82	—	0,2	0,3	0,17	92,51
800	Пп-2650/255ГМ	ТГМП-204 ²	Мазут	1,03	127	4,6	0,5	—	0,2	—	94,7
800	Пп-2650/255	П-67	Березовский Б2, твердое	1,20	145	6,4	—	0,5	0,2	—	92,9
800	Пп-2650/255	ТПП-804	Кузнецкий СС, твердое	1,20	120	4,36	—	1,0	0,2	—	94,44
1200	Пп-3950/255ГМ	ТГМП-1202 ²	Мазут	1,03	127	4,6	0,5	—	0,2	—	94,7

¹ Обозначения типоразмеров по ГОСТ приведены в § 1.4.

² Для работы под наддувом.

³ Цифра 2 в конце обозначения типоразмера означает двухкорпусный котел (П-49-2).

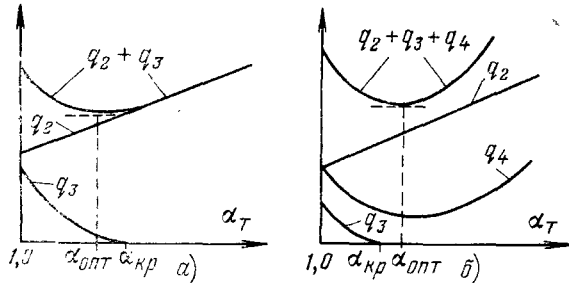


Рис. 6.9. К определению оптимального избытка воздуха в топке по минимуму тепловых потерь. а — при сжигании природного газа и мазута; б — при сжигании твердого топлива.

Глава седьмая

ТОПОЧНЫЕ КАМЕРЫ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

7.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕРНЫХ ТОПОК

Назначение топочного устройства состоит в превращении химической энергии топлива в теплоту продуктов сгорания. Этот процесс обеспечивается сжиганием угольной пыли во взвешенном состоянии в объеме топочной камеры. За счет радиационного теплообмена с настенными поверхностями нагрева продукты сгорания должны частично охладиться на выходе из топки до температур, безопасных в отношении шлакования последующих плотных конвективных поверхностей.

Геометрически топочная камера характеризуется линейными размерами: шириной фронта a , глубиной b и высотой h_T (рис. 7.1), расчет которых определяется количеством сжигаемого топлива, его тепловыми и физико-химическими характеристиками. Произведение $f_T = ab$, m^2 — сечение топочной камеры, через которое с достаточной большой скоростью (7—12 м/с) проходят раскаленные топочные газы. На уровне расположения горелок в сечении топки выделяется огромное количество теплоты и резко растет температура топочной среды.

Основной тепловой характеристикой топочных устройств паровых котлов является

малый избыток воздуха в топке в этом случае оказывается близким к $\alpha_{кр}$ и всегда несколько меньше $\alpha_{кр}$, поскольку зависимость $q_2 = f(\alpha)$ в зоне, близкой к $\alpha_{кр}$, более крутая.

При сжигании твердых топлив (рис. 6.9, б) существенное влияние на оптимальный избыток воздуха оказывают потери q_2 и q_4 . При этом $\alpha_{опт}$ несколько меньше значения α , соответствующего минимуму q_4 .

В заключение в табл. 6.2 приведены некоторые расчетные показатели современных паровых котлов, дающие представление об экономичности их работы.

тепловая мощность топки, кВт,

$$Q_T = B Q_{P_n}, \quad (7.1)$$

характеризующая количество теплоты, выделяющейся в топке при сжигании расхода топлива B , кг/с, с теплотой сгорания Q_{P_n} , кДж/кг. Если отнести все тепловыделение в зоне горения топлива к сечению топки, то получим важную расчетную характеристику — тепловое напряжение сечения топочной камеры

$$q_f = Q_T / f_T. \quad (7.2a)$$

Максимально допустимые значения q_f нормируются в зависимости от вида сжигаемого топлива, расположения и типа горелок и составляют от 3500 кВт/м² для шлакующих каменных и бурых углей до 6400 кВт/м². Увеличение q_f ведет к росту расхода газов и температур в сечении топки, увеличению тепловосприятия экранных поверхностей.

При многоярусном расположении горелок важной характеристикой топки является тепловое напряжение сечения на один ярус горелок

$$q_{f_j} = Q_{пр} / f_T, \quad (7.26)$$

где $Q_{пр}$ — тепловыделение всех горелок одного яруса, кВт.

Для разных видов топлива q_{f_j} составляет 1200—2300 кВт/м². Увеличение значений q_f и q_{f_j} выше предельных ведет к усиленному шлакованию экранов, прежде всего в зоне расположения горелок, и к опасному росту температуры металла труб. Расчетные значения q_{f_j} принимают несколько ниже максимально допустимых. Зная тепловую мощность топочной камеры (7.1), определяют необходимое сечение топочной камеры

$$f_T = Q_T / q_{P_f}. \quad (7.3)$$

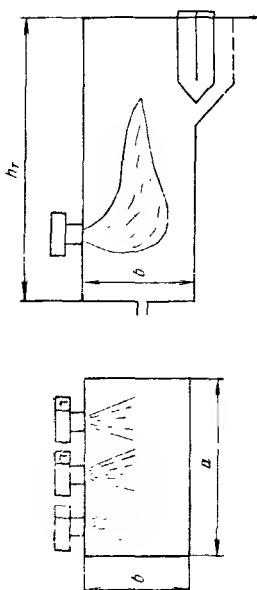


Рис. 7.1. Основные размеры топочной камеры.

Глубина топочной камеры $b=6\div 10,5$ м определяется размещением горелок (см. § 7.2) на стенах топочной камеры и обеспечением свободного развития факела в сечении топки так, чтобы высокотемпературные языки факела не касались охлаждающих настенных экранов. Глубина топки возрастает до $8\div 10,5$ м при использовании более мощных горелок с увеличенным диаметром амбразуры и при их расположении в несколько (два-три) ярусов на стенах топки.

Ширина фронта топки $a=9,5\div 31$ м и зависит от вида сжигаемого топлива, тепловой мощности (паропроизводительности) котла и может быть получена из ранее принятых значений f_T и b . С увеличением мощности парового котла размер a растет, но не пропорционально росту мощности, характеризуя таким образом увеличение тепловых напряжений сечения топки и скорости газов в ней. Ширину фронта можно определить по формуле

$$a=0,67\sqrt{D}, \quad (7.4)$$

где D — паропроизводительность, т/ч.

Высота топочной камеры $h_T=15\div 65$ м должна обеспечить практически полное сгорание топлива по длине факела в пределах топочной камеры и размещение на ее стенах поверхности экранов, необходимых для охлаждения продуктов сгорания до заданной температуры. По условиям сгорания топлива необходимая высота топки может быть установлена из выражения

$$h_T^{\text{гор}} = \bar{w}_T \tau_{\text{преб}}, \quad (7.5)$$

где $\bar{w}_T$ — средняя скорость газов в сечении топки, м/с; $\tau_{\text{преб}}$ — время пребывания единичного объема газа в топке, с.

При этом необходимо, чтобы $\tau_{\text{преб}} \geq \tau_{\text{гор}}$, где $\tau_{\text{гор}}$ — время полного сгорания наиболее крупных фракций топлива, с (см. § 4.2).

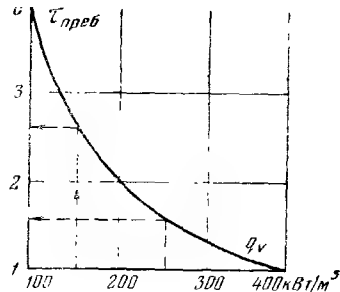
Характеристикой, определяющей условия тепловой работы топочного объема, является допустимое тепловое напряжение, кВт/м³, или энерговыделение

$$q_V = Q_T / V_T = B Q_{\text{П}} / V_T, \quad (7.6)$$

где V_T — объем топочной камеры, м³.

Значения допустимых тепловых напряжений топочного объема также нормируются. Они изменяются от 120 кВт/м³ при сжигании углей с твердым шлакоудалением до 210 кВт/м³ при жидком шлакоудалении. Значение q_V определяет среднее время пребывания газов в топочной камере. С увеличением теплового напряжения q_V время пребывания газов в топочной камере уменьшается (рис. 7.2). Условию $\tau_{\text{преб}} = \tau_{\text{гор}}$ соответствует

Рис. 7.2. Связь теплового напряжения топочного объема со временем пребывания газов.



максимально допустимое значение q_V , и согласно (7.6) при этом получается минимально допустимый объем топочной камеры $V_T^{\text{мин}}$.

Как указано выше, экранные поверхности топочной камеры должны обеспечить охлаждение продуктов сгорания до заданной температуры на выходе из топки θ''_T , что достигается выбором необходимых размеров стен и, следовательно, объема топочной камеры.

Поэтому нужно сопоставить минимальный объем топки из условия сгорания топлива $V_T^{\text{мин}}$ и объем топки из условия охлаждения газов $V_T^{\text{охл}}$ до заданной температуры θ''_T . Как правило, для всех твердых топлив $V_T^{\text{охл}} > V_T^{\text{мин}}$, поэтому высота топочной камеры определяется условиями охлаждения газов до заданной температуры θ''_T . Во многих случаях необходимая высота топки существенно превосходит ее минимальное значение, найденное по объему $V_T^{\text{мин}}$ (особенно при сжигании углей с повышенным внешним балластом), что ведет к утяжелению и удорожанию котла. В то же время с ростом производительности парового котла увеличение объема топки происходит относительно быстрее, чем площади ограждающих стен. Следовательно, снижается удельная поверхность охлаждения, приходящаяся на 1 м³ объема топки, а это определяет повышение температуры θ''_T с ростом производительности котла.

Увеличения поверхностей охлаждения без изменения геометрических размеров топки можно достигнуть применением двухсветных экранов (рис. 7.3), т. е. дополнительных экранных поверхностей нагрева, размещенных непосредственно в объеме топочной камеры и делящих ее на две-три секции. В топочных камерах мощных паровых котлов при сильно развитой ширине фронта топки применение такого экрана делает сечение каждой секции в плане близким к квадрату, что значительно лучше для организации сжигания топлива и получения более равномерного поля температур газов и тепловых напряжений экранов. Такой экран в отличие от настенного воспринимает интенсивный тепловой поток с обеих сторон (отсюда и название — двухсветный) и отличается более высокими тепловыми напряжениями, что требует тщательного обеспечения охлаждения металла труб.

топлив с повышенной склонностью к шлакованию снижают до 1000—1050°C.

В гл. 22 приведены конструктивные размеры и тепловые характеристики ряда топочных камер современных мощных паровых котлов.

7.2. ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И ИХ РАЗМЕЩЕНИЕ

Необходимая интенсивность горения и полнота выгорания пылевидного топлива в топочном объеме достигаются правильной организацией подачи и последующим смешением топлива (аэропыли) с вторичным воздухом, что обеспечивается горелочными устройствами, называемыми в дальнейшем горелками. В горелках не происходит воспламенения топлива. Их задача состоит в том, чтобы подготовить два самостоятельных потока—пылевоздушную смесь и вторичный воздух—к воспламенению топлива и активному горению в топке. Для этого необходимо обеспечить подсос топочных газов в свежую струю аэропыли для ее прогрева и своевременное смешение воспламенившегося топлива с остальной частью вторичного воздуха. С этой целью потоки горячего воздуха и аэропыли вводят в топочный объем с различными скоростями и с разной степенью крутки.

Различают два основных типа горелок: **вихревые** и **прямоточные**. Через вихревые горелки пылевоздушная смесь и вторичный воздух подаются в виде закрученных струй, образующих в топочном объеме конусообразно расходящийся факел (см. рис. 4.10). Такие горелки выполняются круглыми в сечении. Прямоточные горелки подают в топку чаще всего параллельные струи аэропыли и вторичного воздуха. Перемешивание струй определяется главным образом взаимным расположением горелок на стенах топки и созданием необходимой аэродинамики струй в объеме топки. Эти горелки могут быть круглого или прямоугольного сечения.

Вихревые горелки. Вихревые горелки выполняют следующих видов: двухулиточные с закручиванием аэропыли и вторичного воздуха в улиточном аппарате (рис. 7.4,а); прямомоточно-улиточные, в которых аэропыль подается по прямомоточному каналу и раздается в стороны рассекателем, а вторичный воздух закручивается в улиточном аппарате (рис. 7.4,б); улиточно-лопаточные с улиточным закручиванием потока аэропыли и аксиальным лопаточным закручивателем вторичного воздуха (рис. 7.4,в); лопаточные, в которых закручивание потоков вторичного воздуха и аэропыли обеспечивается аксиальным и тангенциальным лопаточными аппаратами.

Горелки этого типа имеют производительность от 1 до 3,8 кг условного топлива/с, что определяет их

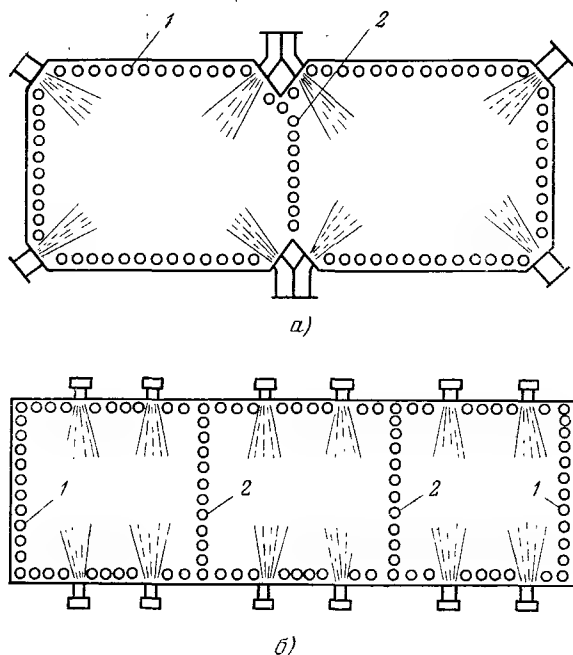


Рис. 7.3. Схемы топочных камер с одним (а) и двумя (б) двусветными экранами.

1 — настенный экран; 2 — двусветный экран.

С помощью двусветного экрана можно заметно снизить высоту топки и ее объем, приблизив их к минимально допустимым значениям. Так, для котла энергоблока 300 МВт при расчетной температуре $\theta''_T = 1150^\circ\text{C}$ и сжигании антрацита сравнение топочных камер без двусветного экрана и с одним двусветным экраном приведено в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Влияние двусветного экрана на размеры топочной камеры

Показатель	Без двусветного экрана	С одним двусветным экраном
Минимальный объем топки $V_T^{\text{мин}}$, м ³	5190	5190
Расчетный объем топки $V_T^{\text{охл}}$, м ³	8478	6016
Отношение $V_T^{\text{охл}}/V_T^{\text{мин}}$	1,63	1,16
Расчетная высота топки h_T , м	48,0	36,2

Исходя из оптимального соотношения радиационного и конвективного теплообмена в поверхностях котла, выгодно выдерживать температуру газов на выходе из топки около 1250°C. Однако для большинства твердых топлив этого невозможно достигнуть, поскольку температура газов перед конвективными поверхностями на выходе из топки не должна превышать температуры начала деформации золы t_1 (см. § 2.4). Обычно при наличии разреженных поверхностей нагрева на выходе из топки в виде ширм температуру θ''_T принимают в диапазоне 1100—1200°C, а для ряда

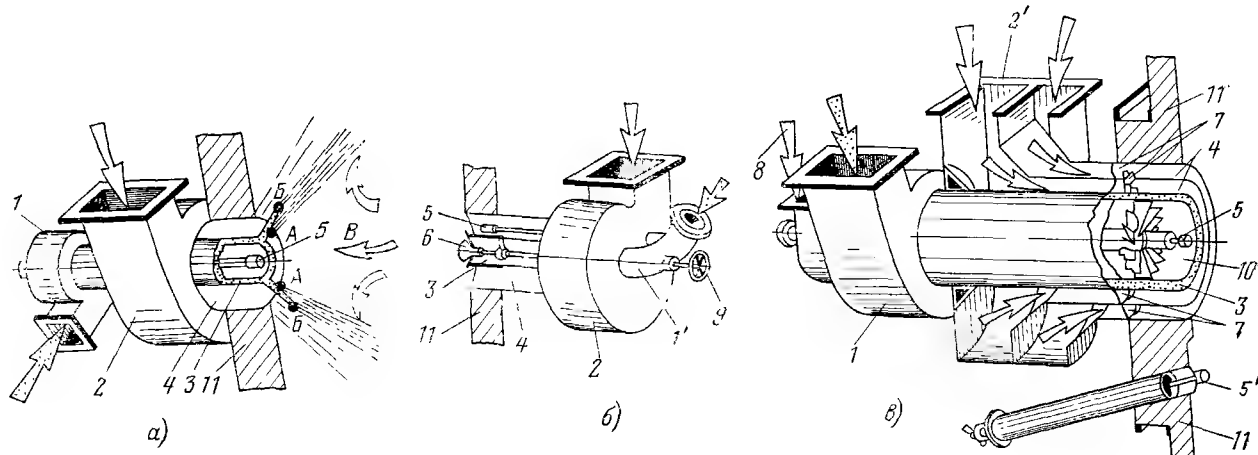


Рис. 7.4. Виды вихревых пылеугольных горелок.

а — двухулиточная горелка; *б* — прямоточно-улиточная горелка ОРГРЭС; *в* — улиточно-лопаточная горелка ЦКТИ — ТКЗ; 1 — улитка пылевоздушной смеси; 1' — входной патрубок пелевоздушной смеси; 2 — улитка вторичного воздуха; 2' — короб ввода вторичного воздуха; 3 — кольцевой канал для выхода пылевоздушной смеси в топку; 4 — то же для вторичного воздуха; 5 — основная мазутная форсунка; 5' — растопочная мазутная форсунка; 6 — рассекатель на выходе пылевоздушной смеси; 7 — завихрывающие лопатки для вторичного воздуха; 8 — подвод третичного воздуха по осевому каналу; 9 — управление положением рассекателя; 10 — завихритель осевого потока воздуха; 11 — обмуровка топки; АБ — граница воспламенения пылевоздушной смеси; В — подсос топочных газов к корню факела.

тепловую мощность от 25 до 100 МВт. Наиболее распространены двухулиточные и улиточно-лопаточные горелки, последние бывают большой тепловой мощности (75—100 МВт). Основным показателем аэродинамической характеристики горелки с закручивающим аппаратом является *параметр крутки n* (см. § 4.4). Его значения для промышленных горелок находятся в пределах 1,5—5, большие значения ($n=3\div 5$) относятся к закручиванию потока вторичного воздуха.

С увеличением степени крутки потока увеличивается угол раскрытия струи и расширяются ее границы, увеличиваются размеры зоны рециркуляции газов к устью факела, что обеспечивает более быстрый прогрев и воспламенение топлива. Горелки с повышенным значением параметра n используют при сжигании малореакционных, трудно воспламеняющихся топлив (с относительно низким выходом летучих веществ). Лопаточный завихрывающий аппарат может быть выполнен поворотным, что позволяет производить оптимальную настройку аэродинамики горелки.

Из применяемых конструкций завихрителей меньшее сопротивление при одинаковой степени крутки имеет аксиальный аппарат с профилированными лопатками, поэтому он широко применяется на новых мощных горелках для закручивания вторичного воздуха и потока аэропыли. Горелки с рассекателем (по типу рис. 7.4,б) не обладают высокой турбулентностью и большим углом раскрытия потока аэропыли и применяются в ряде случаев для топлива с большим выходом летучих веществ, однако работа рассекателя в условиях интенсивного радиационного теплового излучения из ядра факела не надежна.

На полноту сгорания топлива сильное влияние оказывает соотношение аксиальных скоростей первичного и вторичного потоков воздуха в горелке. Скорость первичного потока (аэропыли) обычно составляет $w_1 = 16\div 25$ м/с. Более высокие скорости характерны для мощных горелок. Оптимальная скорость вторичного воздуха составляет $w_2 = (1,3\div 1,4)w_1$.

Вихревые горелки универсальны и применимы для любого твердого топлива, но наибольшее распространение они получили при

сжигании топлив с малым выходом летучих. Горелки повышенной тепловой мощности выполняют с двумя регулируемым коаксиальными каналами по вторичному воздуху (см. рис. 7.4,в), что обеспечивает сохранение необходимых скоростей воздуха при работе на пониженных нагрузках. При нагрузке менее 70% номинальной периферийный канал воздуха перекрывают и тем сохраняют высокие скорости.

Прямоточные горелки. Ввиду более низкой турбулизации потока прямоточные горелки создают дальнобойные струи с малым углом расширения и с вялым перемешиванием первичного и вторичного потоков. Поэтому успешное сжигание топлива достигается взаимодействием струй разных горелок в объеме топочной камеры. Они могут быть установлены неподвижно или выполнены как поворотные, что облегчает наладку топочного режима (рис. 7.5,а). Горелки прямоугольного типа, особенно вытянутые по высоте, характеризуются высокой эжекцией окружающей газовой среды с боковых сторон струи. Поэтому такие горелки при внешней подаче аэропыли (рис. 7.5,б) имеют преимущества по условиям воспламенения перед горелками с внутренней подачей пыли. Прямоточные горелки выполняют, как правило, относительно небольшой производительности, поэтому в мощных паровых котлах их набирают в блоки (рис. 7.6). Прямоточные горелки применяют в основном для сжигания высокореакционных топлив: бурых углей, торфа, сланцев и каменных углей с высоким выходом летучих. Скорость пылевоздушной смеси на выходе из горелок при-

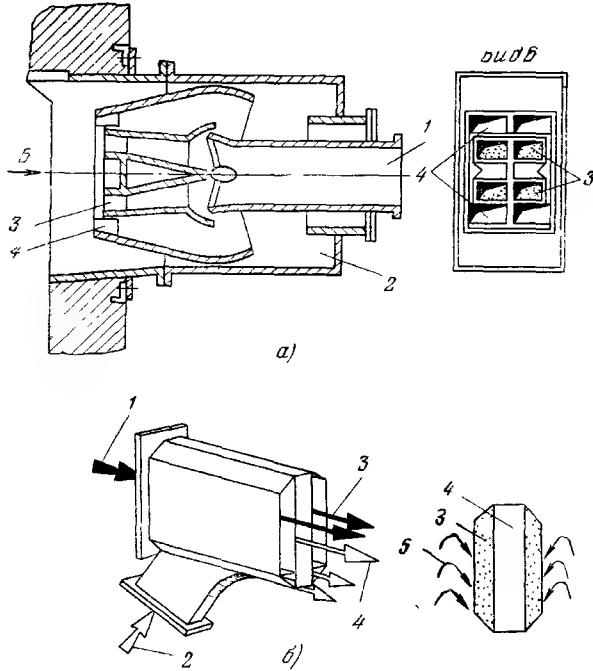


Рис. 7.5. Прямоточные пылеугольные горелки.

а — с поворотной насадкой на выходе аэропыли (конструкции ЗиО); *б* — с центральным каналом горячего воздуха (конструкция ВТИ); 1 — подвод пылевоздушной смеси; 2 — то же горячего воздуха; 3 — выход пылевоздушной смеси; 4 — выход горячего воздуха; 5 — подсос топочных газов.

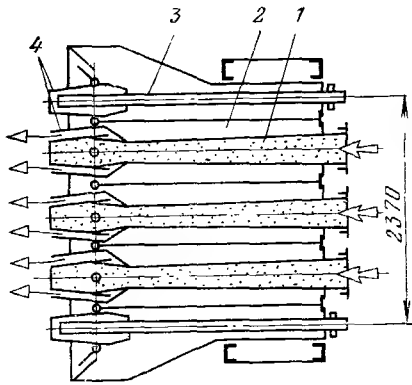


Рис. 7.6. Блок из трех прямоточных пылеугольных горелок.

1 — подача пылевоздушной смеси в горелку; 2 — подача вторичного воздуха в горелку; 3 — труба для установки растопочной мазутой форсунки с газовым электрозапальником; 4 — поворотный воздушный патрубок.

нимают: $w_1 = 20 \div 28$ м/с, а оптимальную скорость вторичного воздуха $w_2 = (1,5 \div 1,7) w_1$.

Комбинированные горелки. Во многих случаях на электростанции возникает необходимость попеременно или одновременно сжигать разные виды топлива, для чего горелки выполняют комбинированными с обеспечением экономичного сжигания каждого из видов топлива. На рис. 7.7 в качестве иллюстрации изображена горелка мощного парового котла на

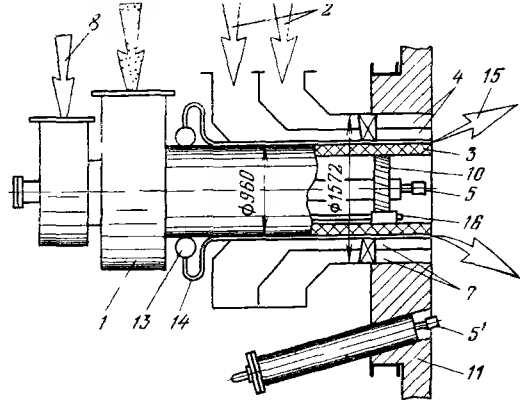


Рис. 7.7. Схема горелки для сжигания трех видов топлива.

Обозначения те же, что и на рис. 7.4; кроме того: 13 — кольцевой короб природного газа; 14 — трубки ввода природного газа в горелку, расположенные вокруг канала первичного воздуха; 3; 15 — выход природного газа в топку; 16 — газовый электрозапальник.

три вида топлива: твердое (основное), мазут и природный газ. Такая горелка отличается повышенным диаметром центрального канала, где размещена основная мазутная форсунка с регистром для закручивания осевого потока воздуха. Природный газ через раздающие трубки тонкими струями поступает между завихренными осевым и вторичным потоками воздуха, чем обеспечивается его хорошее перемешивание и последующее сгорание.

Расположение горелок. Горелки на стенах топочной камеры располагают таким образом, чтобы обеспечить наибольшую полноту сгорания топлива в ядре факела, создать благоприятные условия для удаления шлаков из топки в заданном твердом или жидком виде и исключить возможность шлакования стен топочной камеры. При выборе типа и расчете оптимального размещения горелок учитывают особенности их рабочих характеристик. Так, вихревые горелки создают более короткий факел по длине и широкий угол его раскрытия по сравнению с прямоточными. Интенсивное перемешивание первичного и вторичного потоков воздуха происходит за счет энергии вихревого движения, что обеспечивает глубокое выгорание топлива в ядре факела (до 90—95%).

Определяющим конструктивным параметром вихревых горелок является диаметр амбразуры D_a . Горелки размещают на достаточном расстоянии друг от друга $(2,2 \div 3) D_a$ и от боковых стен $(1,6 \div 2) D_a$, чтобы исключить раннее взаимодействие факелов и наброс факела на стены [73].

На рис. 7.8 показаны наиболее характерные схемы расположения вихревых пылеугольных горелок. Схемы с фронтальными и двухфронтальными горелками (рис. 7.8, а, б) могут быть выполнены как в один, так и в два яруса по высоте. При однофронтальном расположении экран задней стены получает повышенное тепловосприятие (на 10—20% выше среднего) и для исключения шлакования стены при твердом шлакоудалении глубина топки должна быть не менее $b = (6 \div 7) D_a$. Встречное двухфронтальное расположение горелок характерно для мощных паровых котлов, когда необходимое число горелок невозможно разместить на одной фронтальной стене даже в два яруса.

При встречном расположении выравнивается теплонапряжение экранов топки. Чаще всего топки с го-

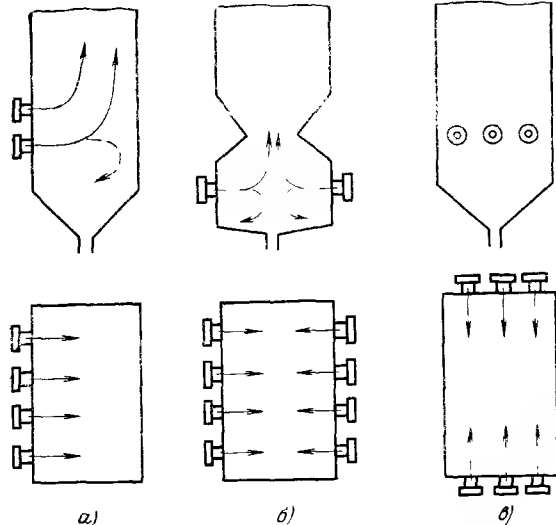


Рис. 7.8. Схемы расположения вихревых пылеугольных горелок на стенах топочной камеры.

а — фронтальное; *б* — двухфронтальное (встречное); *в* — встречное с боковых стен топки.

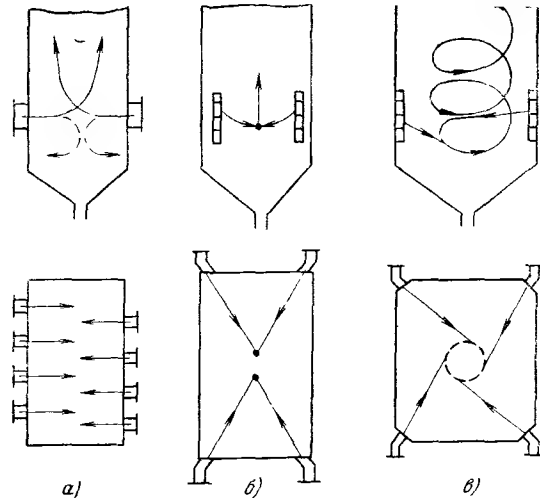


Рис. 7.9. Схемы расположения прямоточных пылеугольных горелок на стенах топочной камеры.

а — встречно-смещенное; *б* — угловое с блочным соударением струй (блочное расположение); *в* — угловое с тангенциальным направлением струй (тангенциальное расположение).

релками по этой схеме работают с жидким шлакоудалением, так как здесь за счет движения факела после соударения как вверх, так и вниз повышается уровень температур у пода топки. Правильное взаимодействие встречных факелов достигается при ширине топочной камеры $b = (5 \div 6) D_a$. В котлах относительно небольшой мощности размещают горелки встречно с боковых стен

в один ярус (рис. 7.8, *в*). Тогда размер глубины топки определяется только их расположением. При этой схеме имеет место повышенная температура газов в средней части топки по ее ширине.

На рис. 7.9 показаны характерные схемы размещения прямоточных горелок. Горелки этого типа обеспечивают полное сжигание топлива только за счет тур-

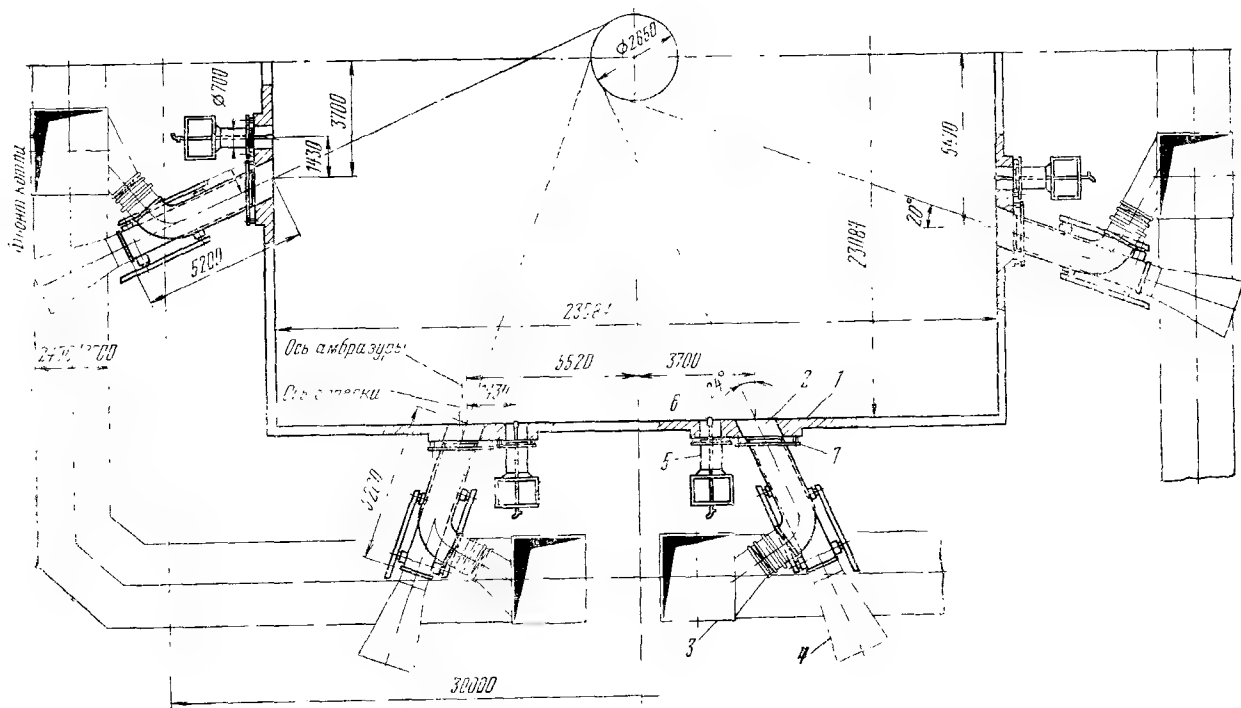


Рис. 7.10. Установка прямоточных горелок в топке котла П-67 блока 800 МВт при сжигании Березовского бурого угля.

1 — фронтальная стена топки; 2 — амбразура прямоточной горелки; 3 — короб горячего (вторичного) воздуха; 4 — канал подачи аэропыли; 5 — растопочная мазутная горелка; 6 — головка мазутной форсунки; 7 — компенсация тепловых расширений.

булизации факелов отдельных горелок при их соударении в объеме топочной камеры. Все представленные схемы нашли широкое применение при сжигании торфа, бурых и молодых каменных углей.

Сжигание торфа и бурых углей по схеме встречно-смещенных струй, разработанной и внедренной МЭИ, отличается высокой эффективностью за счет повышенной турбулизации факела в зоне основного горения. Это достигается созданием большого градиента скоростей между соседними струями, имеющими противоположные направления движения.

Схема с угловыми горелками и тангенциальным направлением горелочных струй к условной окружности в центре топки диаметром 1—2,5 м (рис. 7.9,б) нашла широкое применение на многих типах паровых котлов, в том числе большой мощности (рис. 7.10). Ее преимущества заключаются в равномерности тепловых потоков по всем стенам топки, малой вероятности шлакования стен, так как вдоль них движутся уже частично остывшие газы. При организации жидкого шлакоудаления достигается выпадение капель жидкого шлака на стенах предтопка и увеличение доли шлакоулавливания.

Схему с блочным соударением струй смежных горелок (рис. 7.9,б) применяют при сжигании каменных углей. Этим достигается высокая турбулизация ядра факела. Недостатком этой схемы является возможность шлакования фронтальной и задней стен топки при движении факела из центра топки (зоны относительно повышенного давления) в обе стороны к стенам.

Схемы с тангенциальной компоновкой можно осуществить в топке, форма которой близка к квадратной, т. е. отношение размеров стен $1 \leq a/b \leq 1,2$. Это обуславливает хорошую аэродинамику топочного объема. В топочных камерах с более развитой шириной фронта применимы другие схемы размещения горелок.

7.3. КАМЕРНЫЕ ТОПКИ С ТВЕРДЫМ ШЛАКОУДАЛЕНИЕМ

Топочные камеры, работающие с твердым шлакоудалением, по конструкции выполняют открытыми, т. е. без изменения сечения топки по высоте. По характеру движения факела они разделяются на топки с прямоточным факелом, с вертикально-вихревым факелом и горизонтально-вихревым факелом (рис. 7.11). Отличительной особенностью этих топок является наличие в нижней части топки *холодной воронки*, образованной путем сближения фронтального и заднего экранов с большим уклоном ($50\text{--}60^\circ$) до расстояния $b'=1\div 1,2$ м. За счет этого снижается температура газов в нижней

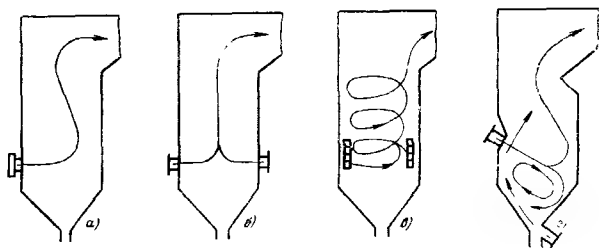


Рис. 7.11. Характер движения факела в топочных камерах с твердым шлакоудалением.

а — прямоточный S-образный факел; б — встречно-прямоточный факел; в — вертикально-вихревой факел; г — сочетание прямоточного и горизонтально-вихревого факелов.

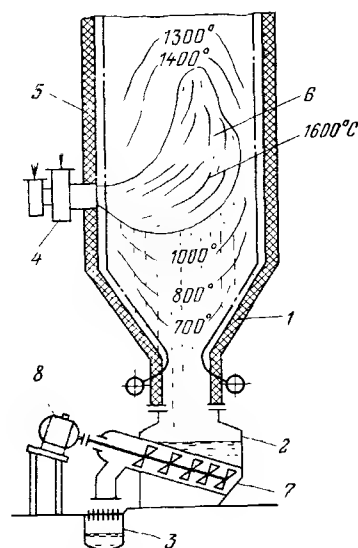


Рис. 7.12. Топка с твердым шлакоудалением.

1 — холодная воронка; 2 — шлаковая ванна с водой; 3 — канал гидрозолоудаления; 4 — горелка; 5 — настенные экраны; 6 — ядро факела; 7 — шнековый шлакоудаляющий механизм; 8 — электродвигатель.

части топки, и выпадающие из ядра факела расплавленные шлаковые частицы, попадая в эту зону, быстро отвердевают и по крутым скатам воронки сыплются в шлакоприемное устройство (рис. 7.12). Количество золы, уловленной таким способом через холодную воронку, невелико и составляет 5—10% общего золосодержания топлива. Гранулированные шлаковые частицы непрерывно удаляются из ванны шнековым, скребковым или роторным механизмом. Водяная ванна выполняет одновременно роль гидрозатвора против подсоса снизу в топку холодного воздуха. Аэродинамика топочного объема должна быть так организована, чтобы вблизи настенных экранов температура газов была не выше характерной температуры золы t_1 (см. § 2.3), начиная с которой золотые частицы становятся липкими и создают опасность шлакования стен. Поэтому средние тепловые напряжения сечения топочной камеры и топочного объема при твердом шлакоудалении, как правило, имеют невысокие значения ($q_f=3\div 4$ МВт/м², $q_v=100\div 140$ кВт/м³). Это неизбежно приводит к увеличению размеров топочных камер и их металлоемкости.

Так, топочная камера прямоточного котла П-59 для блока 300 МВт при сжигании подмосковного бурого угля в прямоточном факеле по схеме (рис. 7.11,б) имеет размеры $a \cdot b \cdot h_T=21,8 \times 9,56 \times 48$ м.

Пылеугольные топки с удалением шлака в твердом состоянии обычно применяют для сжигания топлив с большим и умеренным выходом летучих веществ ($V_r > 25\%$).

Наиболее распространенными являются схемы сжигания топлив в подъемном прямоточном факеле (рис. 7.11, а, б) с применением вихревых горелок при однофронтальном размещении и прямоточных горелок (встречное расположение). При создании мощных паровых котлов для сжигания сибирских бурых углей более предпочтительной оказалась схема сжигания с вертикальным вихревым факелом (см. рис. 7.10) и расположением прямоточных горелок в несколько ярусов по высоте (см. рис. 7.9, в). Такая схема снижает вероятность заброса факела на стены топки и связанного с этим шлакования экранов, а рассредоточение горелок по высоте топки (до 12 м) ведет к уменьшению энерговыделения в сечении каждого яруса горелок, при этом снижается уровень температур в зоне растянутого ядра факела и заметно сокращается образование вредных окислов азота NO_x . Топочные камеры с горизонтальным вихревым факелом, разработанные проф. В. В. Померанцевым, успешно работают при сжигании фрезерного торфа и бурых углей (рис. 7.11, г). При этом мелкие фракции топлива сгорают в прямоточной части факела, а более грубые сепарируются вниз, там подхватываются струей вторичного воздуха и попадают в вихревое движение, пока не сгорят.

Практически полное сжигание топлива достигается при избытках воздуха на выходе из топки $\alpha_T = 1,15 \div 1,20$. С учетом неизбежных присосов в топку холодного воздуха извне ($\Delta \alpha_T = 0,05 \div 0,1$) избыток воздуха в горелках $\alpha_{гор} = \alpha_T - \Delta \alpha_T = 1,05 \div 1,1$.

7.4. КАМЕРНЫЕ ТОПКИ С ЖИДКИМ ШЛАКОУДАЛЕНИЕМ

Для обеспечения жидкого шлакоудаления необходимо, чтобы температура газов у стен нижней части топки и в районе пода была выше температуры текучести шлака, т. е. $\theta_T > t_{н.ж}$, где $t_{н.ж} = t_3 + (50 \div 100)^\circ\text{C}$ — температура нормального жидкотекучего состояния. Создание таких условий в нижней части топки возможно путем приближения ядра факела к поду топки и покрытия настенных экранов в этой зоне карбундовой огнеупорной теплоизоляцией (футерование экранных труб). Для прочного удержания футеровки вначале на трубы экранов со стороны топочного объема приваривают шипы (диаметром 10—12 мм и длиной 12—15 мм) и затем наносят слой изоляции (рис. 7.13). Оригинальная конструкция таких «утепленных» экранов предложена ЗиО. Вместо ошпированных труб использованы трубы со спиральным оребрением, полученным методом накатки.

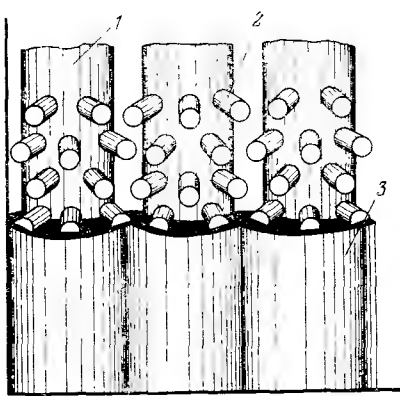


Рис. 7.13. Вид на футерованный экран.

1 — экранная труба; 2 — шипы до их покрытия обмазкой; 3 — огнеупорная обмазка.

Подовая часть топки выполняется горизонтальной или слабонаклонной к центру топки. Здесь на трубы пода накладываются два-три слоя огнеупорного кирпича на огнеупорной связке. В центре пода оставляется одно или два футерованных отверстия для слива шлака (летки) размером примерно 500×800 мм. Расплавленный шлак переливается через край летки и тонкими струями стекает в шлаковую ванну, где при контакте с водой отвердевает.

Доля шлакоудаления в таких топках заметно возрастает по сравнению с твердым способом: $a_{пл} = 0,2 \div 0,4$. Удаление затвердевшего шлака из ванны производят непрерывно скребковыми, шнековыми или роторными транспортерами.

По конструкции топочные камеры с жидким шлакоудалением выполняются однокамерными (открытые и полуоткрытые) и двух-, трехкамерными. По характеру движения факела они могут быть с прямоточным факелом, с пересекающимися струями и циклонным движением.

Наиболее простым конструктивным решением топки с жидким шлакоудалением является открытая однокамерная топка с прямоточным факелом (рис. 7.14, а). За счет футерования экранов нижней части топки и выполнения утепленного пода выделяется зона с повышенной температурой газов (зона плавления шлаков). В этом случае применяют вихревые горелки с встречным и более низким расположением их над подом топки. Однако высокая отдача теплоты в верхнюю зону охлаждения ограничивает регулировочные возможности топки: при снижении нагрузки до 0,7—0,8 номинальной начинается застывание шлаков вначале на стенах, а затем на поду. Кроме того, открытая топка обеспечивает невысокую степень шлакоудаления: $a_{пл} = 0,1 \div 0,15$.

С помощью двустороннего пережима топки обеспечивается выделение камеры горения (рис. 7.14, б). Отдача теплоты в верхнюю зону здесь заметно сокращается. Благодаря этому

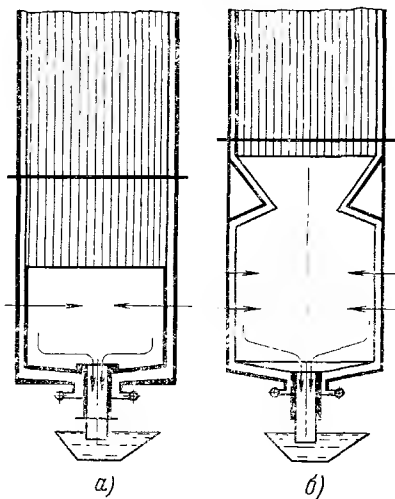


Рис. 7.14. Схемы топок с жидким шлакоудалением и прямоточным факелом.

а — открытая топочная камера; б — топка с пережимом.

достигается достаточно высокая температура газов ($1600\text{--}1800^\circ\text{C}$). Объемное тепловое напряжение камеры горения составляет $q_{\text{в}}^{\text{к.г}} = 500\div 800 \text{ кВт/м}^3$, заметно растет доля шлакоулавливания: $a_{\text{шл}} = 0,2\div 0,4$. Расширяется диапазон работы котла с устойчивым выходом жидкого шлака.

В топках с пересекающимися струями (рис. 7.15) камера горения выделяется односторонним или двусторонним пережимом. Прямоточные горелки устанавливаются таким образом, чтобы создать в камере горения вихревое движение факела с горизонтальной осью. Факел делает один оборот вблизи футерованных стен, затем горячие газы проходят в промежутках между горелками, пересекают струи свежей пылевоздушной смеси, обеспечивая их быстрый прогрев и устойчивое воспламенение. Организованное движение вдоль стен и пода топки создает условия для устойчивого выхода жидкого шлака даже при глубоком снижении нагрузки (до $40\text{--}50\%$ номинальной).

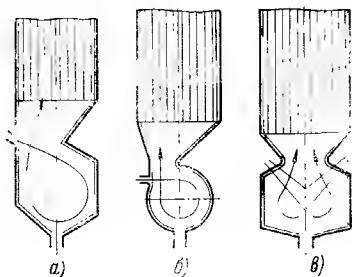


Рис. 7.15. Схемы вихревых топок с пересекающимися струями.

а — топка МЭИ; б — топка ЦКТИ; в — гамма-топка ВТИ.

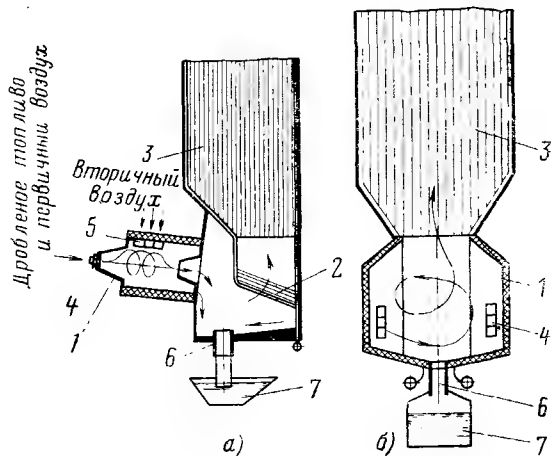


Рис. 7.16. Циклонные топки.

а — топка с горизонтальными циклонами; б — подовые предтопки с верхним выходом газов; 1 — камера горения (циклон); 2 — шлакоулавливающий пучок; 3 — камера охлаждения; 4 — горелка; 5 — сопла вторичного воздуха; 6 — шлаковая летка; 7 — шлаковая ванна.

Объемное тепловое напряжение камеры горения составляет $500\text{--}600 \text{ кВт/м}^3$.

Более полное разделение горения и охлаждения газов достигается в топках с циклонными предтопками (рис. 7.16). По принципу выполнения эти топочные устройства относятся к *двухкамерным топкам*. Сущность циклонного метода сжигания состоит в том, что тангенциально вводимый в предтопок с большой скоростью вторичный воздух ($80\text{--}120 \text{ м/с}$) или тангенциально направленные пылевоздушные струи из горелок закручивают факел в предтопке (см. рис. 3.1). Вся внутренняя его поверхность покрыта экранами из ошпированных и футерованных огнеупорной массой труб. Частицы топлива в предтопке подвержены воздействию двух сил: центробежной, отбрасывающей их к внутренней стенке предтопка; аэродинамической, выносящей частицы вместе с газами из предтопка. Соотношение этих сил зависит от размеров частиц, поэтому частицы распределяются по сечению циклона неравномерно: наиболее крупные отбрасываются к стенкам предтопка и там вовлекаются в вихревое движение до полного выгорания, а мелкие фракции сгорают в центральной части его. В циклонных предтопках можно сжигать более грубую пыль, а в ряде случаев (в горизонтальных циклонах) и дробленое топливо, снижая тем самым затраты энергии на пылеприготовление. Интенсивное вихревое движение обеспечивает также значительное улавливание шлака в жидком виде ($a_{\text{шл}}$ до $0,6\text{--}0,85$). Большее значение относится к горизонтальным циклонным предтопкам.

Горизонтальные циклонные предтопки (рис. 7.16, а) выполняют диаметром $1,8\text{--}4 \text{ м}$. Длина циклона больше его диаметра в $1,2\text{--}1,3$ раза. Тепловая мощность од-

ного циклона составляет 150—400 МВт. Тепловое напряжение в циклоне весьма высокое ($q_v=2\div6$ МВт/м²) при уровне температур газов 1800—1900°C и избытке воздуха $\alpha_d=1,05\div1,1$. Однако из-за необходимости иметь развитую камеру охлаждения газов общее тепловое напряжение топок с горизонтальными циклонами не превышает 200—300 кВт/м², что ненамного выше, чем в обычных однокамерных топках с жидким шлакоудалением.

Высокие скорости вторичного воздуха обеспечиваются применением специальных высоконапорных вентиляторов с напором 10—20 кПа (1000—2000 мм вод. ст.), что в 2—3 раза выше обычных напоров воздуха. В конструктивном исполнении топки с циклонными предтопками сложнее и дороже обычных однокамерных топок.

Вертикальные подовые предтопки с верхним выходом газов (рис. 7.16,б) производства Барнаульского котельного завода (БКЗ) располагаются под камерой охлаждения. Их выполняют восьмигранными из отдельных плоских секций и включают в общую циркуляционную схему экранов топочной камеры, что заметно удешевляет конструкцию по сравнению с горизонтальными циклонами. На одну камеру охлаждения работают обычно два предтопка. Прямоточные щелевые горелки устанавливают на четырех стенках предтопка с тангенциальным направлением потоков при обычных скоростях первичного и вторичного воздуха ($w_1=25\div35$ м/с, $w_2=40\div50$ м/с). Вся внутренняя поверхность предтопка футерована по экранам.

Преимущества топочных устройств с жидким шлакоудалением в сравнении с твердым удалением шлаков заключаются в следующих основных моментах. При сжигании одного и того же вида топлива потери с механическим недожогом q_4 в случае жидкого шлакоудаления снижаются примерно на 30%. Общее тепловое напряжение топочного объема оказывается в среднем на 20% выше. Это значит, что в таком же соотношении при жидком шлакоудалении можно уменьшить габариты топочной камеры. За счет уплотнения нижней

части топки уменьшаются присосы воздуха в топочную камеру, что приводит к некоторому снижению потерь с уходящими газами. В топках с высоким шлакоудалением заметно сокращаются затраты на золоудаление установки.

Вместе с тем топки с жидким шлакоудалением обладают рядом недостатков. Так, рост шлакоудаления ведет к увеличению потери теплоты с высокотемпературными шлаками q_6 , которая во многих случаях превосходит уменьшение потерь q_4 . Снижается диапазон рабочих нагрузок по условиям выхода жидкого шлака (для однокамерных топок). Рост температурного уровня в ядре факела ведет к увеличению выхода вредных окислов азота. В связи с этим выбор для того или другого вида топлива топочного устройства с твердым или жидким шлакоудалением требует оценки и сопоставления всех положительных и отрицательных моментов. В то же время не всякое топливо можно сжигать с обеспечением жидкого выхода шлаков. Если для топлив с относительно легкоплавкой золой ($t_3=1150\div1300^\circ\text{C}$) не возникает затруднения, то при значениях $t_3>1350^\circ\text{C}$ необходимо произвести расчет обеспечения выхода жидкого шлака.

Экономически выгодно применять топки с жидким шлакоудалением при сжигании низкорекреационных топлив (антрацит, полуантрацит, тощие каменные угли), когда достигается заметный выигрыш за счет снижения механического недожога, а также топлив с низкой температурой плавления золы, которые в топках с твердым шлакоудалением вызывают сильное шлакование топочных экранов.

Глава восьмая

ТОПОЧНЫЕ КАМЕРЫ ГАЗОМАЗУТНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

8.1. КОНСТРУКЦИИ ТОПОЧНЫХ КАМЕР

Условия сжигания природного газа и мазута имеют много общего, что позволяет выполнять топочные камеры для этих видов топлива одинаковой конструкции. Как правило, в таких топочных устройствах основным топливом является мазут, а резервным — природный газ. Близость характеристик сжигания газа и мазута выражается в следующих показателях.

1. При практическом отсутствии внешней влаги в топливах образуются близкие объемы продуктов сгорания при работе парового котла как на мазуте, так и на газе, что позволяет эксплуатировать те же тягодутьевые машины на разных топливах.

2. Горение мазута и газа происходит в па-

рогазовом состоянии (гомогенная среда) по законам ЦРП (см. § 4.2). Интенсивность горения в обоих случаях определяется условиями перемешивания, а максимально допустимые тепловые напряжения топочного объема имеют близкие значения (300 кВт/м² — для мазута и 350 кВт/м² — для природного газа). Поэтому при одинаковой паропроизводительности котла для этих топлив могут быть приняты одинаковые размеры топочных камер.

3. Практическое отсутствие золы при сжигании этих топлив (мазут имеет $A^c<0,3\%$) исключает вероятность шлакования настенных экранов и необходимость в шлакоудалении. Поэтому для обоих видов топлива под топку выполняют горизонтальным или слабонаклонным с выполнением только лазов для ремонтных работ (рис. 8.1).

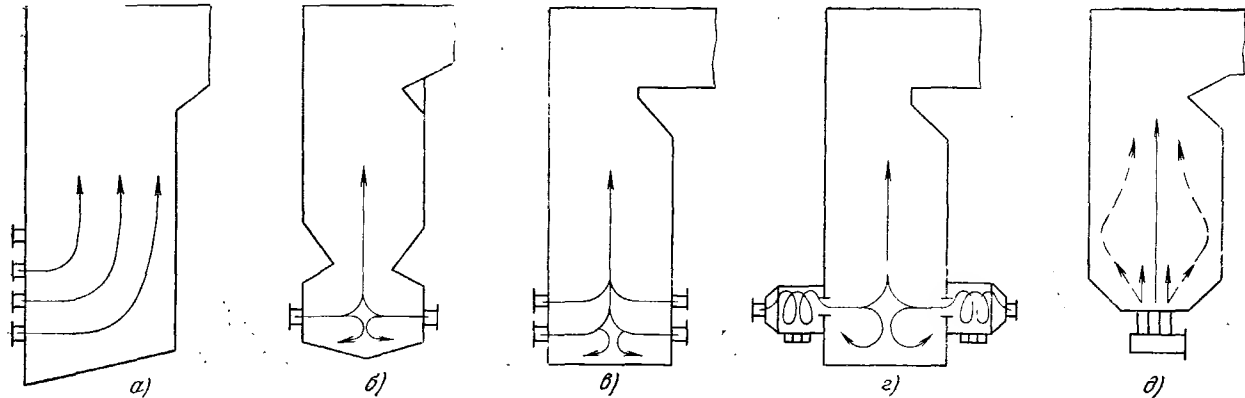


Рис. 8.1. Виды топочных камер газомазутных паровых котлов.

а — открытая топка с однофронтальными многоярусными горелками; *б* — топка с пережимом и встречным (двухфронтальным) расположением горелок; *в* — открытая топка с встречным двухъярусным расположением горелок; *г* — топка с встречными циклонными предтопками; *д* — топка с подовыми горелками прямооточного или вихревого типа (пунктирные линии).

4. Более легкие условия перемешивания воздуха с топливом в газовом состоянии обеспечивают практически полное сжигание топлива при высоких тепловых напряжениях с низкими избытками воздуха $\alpha_{гор} = 1,02 \div 1,05$ при одинаковой температуре его подогрева ($t_{г.в} = 250 \div 300^\circ\text{C}$). Это позволяет выполнять *комбинированные газомазутные горелки* с близкими объемными расходами воздуха и практически равным сопротивлением.

Интенсивное горение этих видов топлива приводит к образованию относительно небольшой по размерам зоны ядра факела вблизи горелок, которая для мазута характеризуется достаточно высоким уровнем температур и значительной интенсивностью теплового потока на стенные экраны. Это создает опасность перегрева металла труб и развития высокотемпературной коррозии, а также ведет к образованию высокой концентрации окислов азота в ядре факела.

По профилю газомазутные топочные камеры могут быть открытого типа, с пережимом и с циклонными предтопками (рис. 8.1). Большинство выпускаемых газомазутных паровых котлов оборудуются традиционными призматическими топками с однофронтальным или двухфронтальным (встречным) расположением горелок. Горелки при *однофронтальной установке* размещают в несколько (три-четыре) ярусов. Такая компоновка дешевле и удобнее в обслуживании, однако не обеспечивает равномерного заполнения топki факелом и неприемлема для топок с небольшим размером по глубине (менее 6 м) ввиду значительного роста температуры газов и теплонапряжения заднего экрана.

При *встречном расположении горелок* обеспечиваются лучшие условия работы экранов. При этом факел концентрируется в центральной высокотемпературной области топочной камеры. Встречное движение факелов способствует турбулизации при выгорании топлива в концевых участках факела и при прочих равных условиях приводит к повышению теплонапряжения в зоне ядра факела на 20—30%. Наличие пережима способствует турбулизации потока в зоне ядра факела и в зоне дожигания топлива на выходе из камеры горения.

Для снижения интенсивности тепловых потоков на

экранные поверхности топочной камеры в опытной серии паровых котлов для блоков 300 МВт было предложено вынести основное горение топлива в циклонные предтопки (рис. 8.1,г), размещенные встречно. За счет высокой турбулентности вихревого потока в пределах циклона обеспечивается сгорание 85—90% топлива. Экраны самих циклонов ошпатованы и футерованы карборундовой огнеупорной изоляцией. Однако связанные с этим рост температуры факела и теплового потока на экраны нежелательны. Поэтому такой профиль топочной камеры не оптимален для этих видов топлива.

Известно, что факел газового топлива обладает меньшей излучающей способностью, и при переводе котла с мазута на природный газ тепловосприятие топочной камеры снижается, а температура продуктов сгорания на выходе из топki становится выше. Это расхождение температур при *номинальной нагрузке для топочных камер открытого типа* составляет около 100°C , что неизбежно сказывается на изменении тепловой работы последующих поверхностей нагрева и прежде всего перегревателя. В открытых топочных камерах с многоярусными однофронтальными горелками для выравнивания температуры газов за топкой пользуются изменением положения ядра факела: при сжигании природного газа работают на нижних двух-трех ярусах горелок, а на мазуте переходят на верхние ярусы, в более поздних конструкциях осуществлена рециркуляция газов в топку.

В последнее время для уменьшения локальных тепловых потоков на топочные экраны предложено *подовое расположение горелок* в открытой топочной камере с регулированием степени крутки вторичного воздуха (рис. 8.1,д). При этом на мазуте за счет малой степени крутки горение факела растягивается на большую высоту топki, локальные тепловые потоки на экраны заметно снижаются, а температура газов на выходе из топki повышается. При сжигании природного газа степень крутки увеличивают, при этом факел расширяется и укорачивается.

8.2. МАЗУТНЫЕ ФОРСУНКИ

На газомазутных паровых котлах горелки выполняют комбинированными, поскольку объемные расходы воздуха через горелки при

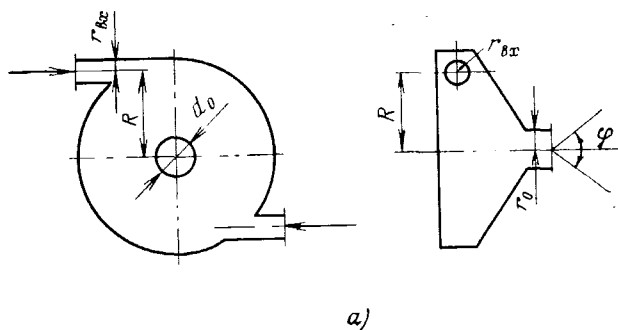


Рис. 8.2. Принципиальная схема и основные характеристики центробежной механической форсунки.
 а — принципиальная схема форсунки; б — зависимость коэффициента живого сечения (ξ), коэффициента расхода (μ) и угла раскрытия струи (φ) от геометрической характеристики форсунки (A).

сжигании газа и мазута практически одинаковы. Тип горелок выбирают в зависимости от тепловой мощности котла и расположения горелок на стенах топki, исходя из обеспечения наилучшего заполнения топki факелом. Для тонкого распыления мазута в целях его эффективного сжигания (см. § 4.2) применяют форсунки. Форсунка вместе с каналом подачи горячего воздуха и устройством для его завихривания (регистром) образуют мазутную горелку. В зависимости от метода распыления мазута различают *механические*, *паромеханические* и *паровые форсунки* [17].

Механические форсунки являются наиболее распространенным видом форсунок. Распыл мазута в этом случае обеспечивается подачей его под избыточным давлением (2,5—4,5 МПа) в вихревую камеру форсунки и выходом закрученной массы мазута через узкое отверстие — сопло (рис. 8.2,а). Мазут вводится в вихревую камеру несколькими тангенциальными каналами, при этом создается интенсивно вращающийся вихрь с потенциальным распределением скоростей

$$\omega_{ir} = \omega_0 R, \quad (8.1)$$

где ω_i — тангенциальная скорость на расстоянии r от оси выходного сечения сопла; ω_0 — скорость на входе в тангенциальный канал; R — расстояние между осью форсунки и осью тангенциального канала.

В центре вращающегося потока создается пониженное давление, заполненное газовым вихрем, в результате чего истечение жидкого топлива из сопла происходит через кольцевое сечение толщиной $r_0 - r_v$, где r_0 — радиус сопла, а r_v — радиус внутреннего газового вихря. На выходе из форсунки пленка жидкого топлива в зависимости от соотношения тангенциальной и аксиальной составляющих скорости раскрывается под определенным углом φ и затем под действием набегающего потока воздуха дробится на отдельные капли, которые движутся по параболе.

Теория центробежной форсунки была разработана Г. Н. Абрамовичем. Важными характеристиками форсунки являются: безразмерный геометрический параметр

$$A = R r_0 / r_{0x}^2, \quad (8.2)$$

определяемый конструктивными характеристиками форсунки (см. рис. 8.2); коэффициент живого сечения сопла

$$\xi = 1 - (r_v / r_0)^2, \quad (8.3)$$

коэффициент расхода μ , связывающий полное давление топлива на входе в центробежную камеру с энергией покидающего ее потока; угол раскрытия струи φ (рис. 8.2,б).

Производительность механической центробежной форсунки B_m , кг/с, прежде всего зависит от площади выходного сопла f_0 , м, и давления поступающего топлива p_m , МПа:

$$B_m = b \mu f_0 \sqrt{p_m \rho_m}. \quad (8.4)$$

Здесь дополнительно b — числовой коэффициент; ρ_m — плотность жидкого топлива, кг/м³.

Производительность мощных центробежных форсунок составляет 0,83—4,5 кг/с (3—16 т/ч) при диаметре выходного сопла $d_0 = 4 \div 10$ мм. Диапазон качественного регулирования производительности снижением начального давления мазута находится в пределах 60—100%.

Паромеханические форсунки имеют более широкий диапазон регулирования за счет использования при сниженной нагрузке энергии пара для тонкого распыла мазута. Такая форсунка (рис. 8.3) представляет собой соединение обычной механической форсунки с дополнительным кольцевым каналом подвода пара ($p_n = 0,2 \div 0,4$ МПа). Вместо центробежной вихревой камеры в форсунке на рис. 8.3 применен аксиальный завихривающий аппарат с конусом-рассекателем. Поток пара со скоростью, близкой к критической, внедряется в распыляемую мазутную струю и за счет своей энергии тонко дробит капли мазута. Расход пара на распыл составляет не более 10% расхода мазута. Такая форсунка имеет диапазон качественного регулирования нагрузки 20—100%.

Кроме указанных, находят применение *многосопловые паромеханические форсунки*,

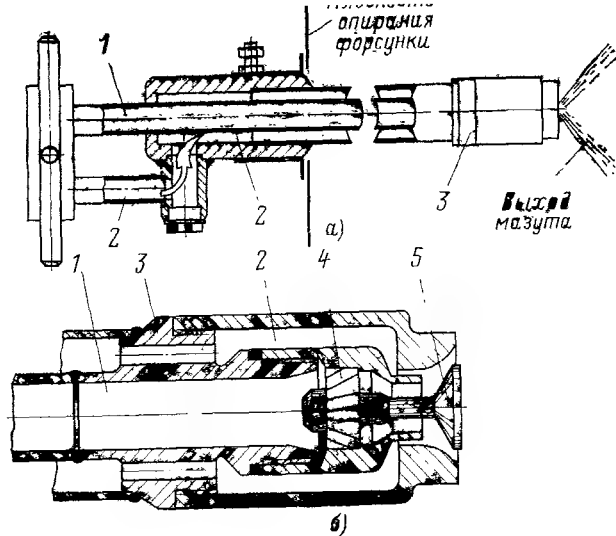


Рис. 8.3. Мазутная паромеханическая форсунка ТКЗ-4. а — схема; б — продольный разрез наконечника; 1 — подача мазута; 2 — подача пара; 3 — корпус наконечника; 4 — завихритель; 5 — рассекающий.

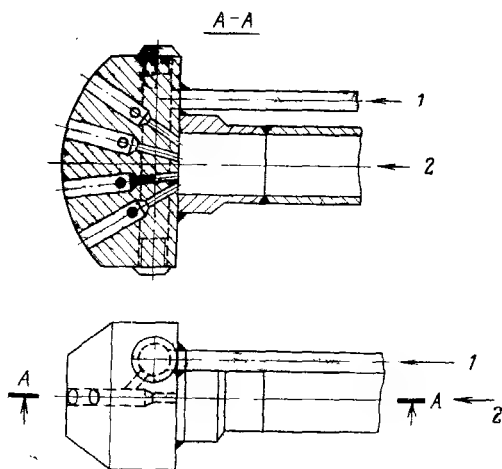


Рис. 8.4. Конструкция головки плоскофакельной форсунки. 1 — подвод мазута; 2 — подача пара.

создающие плоский факел и применяемые для плоских проточных горелок (рис. 8.4).

Паровые форсунки используются на электростанциях, сжигающих твердое топливо, только как растопочные. В длительной работе они неэкономичны из-за большого расхода пара на распыл (40—60% расхода мазута). Пар давлением 0,4—0,6 МПа эжектирует мазут и тонко дробит его. Мазут может иметь низкое давление. Форсунки этого типа просты по конструкции, обеспечивают высокое качество распыла мазута даже при невысоком его подогреве (до 80°C). Обычно растопочные форсунки могут обеспечить около 30% производительности парового котла.

Под действием центробежного эффекта мазут выходит из сопла механической форсунки в виде тонкого полого конуса. Толщина первоначальной пленки $\delta_{пл} = 0,56 \mu_0$ и составляет 0,5—2 мм. В результате растяжения пленка затем дробится на капли. Диаметр наиболее крупных из них равен толщине пленки.

Капли, имеющие скорость 60—80 м/с, подвергаются дальнейшему дроблению под действием динамического давления набегающей на каплю окружающей газовой среды, воздуха или пара. Этот процесс называют вторичным дроблением.

Средний диаметр капель для механических форсунок составляет около $\delta_{ср} = 300 \mu\text{м}$ и зависит следующим образом от определяющих факторов: $\delta_{ср} \propto d_0^{0,5} / p_m^{0,25}$. Как видно, повышение давления слабо влияет на средний размер капель. В большей мере происходит угрубление распыла при увеличении диаметра сопла форсунки d_0 .

В паромеханических форсунках $\delta_{ср} = 50 \div 100 \mu\text{м}$ и зависит от энергии поступающего пара и эффективности его использования для распыла мазута.

Наиболее крупные капли при работе мощных механических форсунок достигают 1,5—2 мм. Необходимое для их испарения и сгорания время составляет около 2 с. Отсюда объем топочной камеры для полного сгорания топлива должен иметь тепловые напряжения не выше 200—250 кВт/м³ (см. рис. 7.2). При этом надо учесть, что крупные капли движутся в восходящем потоке медленнее, чем окружающие газы, и поэтому их время пребывания в топке несколько увеличивается. В случае использования паромеханических форсунок тепловые напряжения могут быть увеличены.

Регулирование производительности форсунок. Подачу топлива при сжигании мазута можно регулировать двумя способами: изменением давления мазута перед всеми работающими форсунками (качественный метод) и выключением отдельных форсунок (количественный метод).

Из формулы (8.4) следует, что изменение расхода топлива первым способом требует заметного снижения начального давления, поскольку $B_m \propto p_m^{0,5}$. Так, для снижения производительности на 40% (от 100 до 60% номинальной нагрузки) давление мазута необходимо снизить в 2,8 раза. Между тем для механических форсунок глубокое снижение давления недопустимо, так как уменьшение интенсивности вихревого движения ведет к росту выходной толщины пленки, уменьшению скорости на выходе из сопла и увеличению размера капель. Повышение начального давления мазута связано с усложнением и удорожанием оборудования для транспорта и регулирования расхода, повышением эксплуатационных затрат. Поэтому при использовании механических форсунок применяют качественно-количественный способ регулирования нагрузки.

При значительном снижении нагрузки отключают отдельные горелки или группы горе-

лок, когда их количество велико. При этом давление мазута перед оставшимися в работе горелками возрастает, что позволяет снова некоторое время снижать нагрузку изменением давления мазута.

На мощных паровых котлах чаще применяют паромеханические форсунки, обеспечивающие качественное регулирование во всем рабочем диапазоне нагрузок. Улучшение распыла мазута можно достигнуть снижением вязкости его за счет более высокого предварительного подогрева мазута (см. § 2.4).

8.3. ОРГАНИЗАЦИЯ СЖИГАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

{ Характерной особенностью сжигания природного газа является образование горючей смеси из резко различных по объему количеств газа и воздуха: на 1 м³ природного газа расходуется около 20 м³ горячего воздуха. Поэтому в горелке необходимое сечение для подвода газа невелико. Обеспечить хорошее перемешивание с воздухом в этих условиях можно только путем ввода газа в поток воздуха большим числом отдельных тонких струй с высокой проникающей способностью (скорость газа до 120 м/с при скорости основного потока воздуха 25—40 м/с). Газовые горелки являются горелками с частичным внутренним смешением, поскольку в пределах горелки не достигается полное перемешивание газа и воздуха, оно завершается уже в топочной камере. В результате небольшая часть газа в зонах высоких температур при нехватке кислорода подвергается термическому разложению (пиролизу) с образованием сажистых частиц. Поэтому при работе газовой горелки также создается достаточно яркий факел в топке с максимумом температуры горения на определенном удалении от амбразуры горелки, что снижает опасность ее обгорания.

В большинстве случаев ввод газа в воздушный поток выполняют перпендикулярно направлению движения воздуха. Возможен ввод газа и под некоторым углом α к линии токов воздуха (рис. 8.5). Для равномерного распределения газа в объеме воздуха глубина проникновения отдельных струй газа должна быть различной. Определяющей характеристикой при расчете проникновения газовой струи является глубина внедрения h , определяемая соотношением количеств движения газовой струи и воздушного потока и характеризующая расстояние по нормали от устья струи до места, где она принимает спутное направление движения с воздушным потоком [29].

Глубина внедрения струи определяется главным образом ее диаметром и отношением скоростей струи газа и воздуха. При выполнении газовых отверстий вдоль потока воздуха

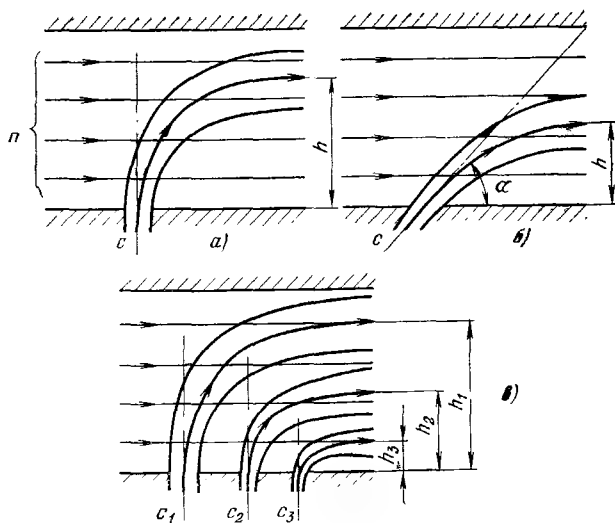


Рис. 8.5. Проникновение газовой струи в сносящий поток воздуха.

a — одиночная струя при перпендикулярном вводе в поток; b — то же при вводе под углом $\alpha < 90^\circ$; $в$ — внедрение в поток многорядных газовых струй; Π — поток воздуха; h — глубина проникновения струи.

в несколько (2—3) рядов, равномерное распределение газа в воздушном потоке достигается путем уменьшения диаметра отверстий по направлению движения воздуха (рис. 8.5, в).

Определяющими параметрами газовой горелки являются:

1. Относительная длина зоны внутреннего смешения $l_{см} = L_{см}/D_a$, где D_a — диаметр выходной амбразуры горелки (рис. 8.6). Она характеризует условия частичного внутреннего смешения потоков.

2. Аэродинамический параметр, характеризующий интенсивность турбулентного смешения,

$$n_a = \frac{\rho_g w_{в.з}^2}{\rho_r w_r^2}, \quad (8.5)$$

где $w_{в.з}$ — действительная скорость завихрения

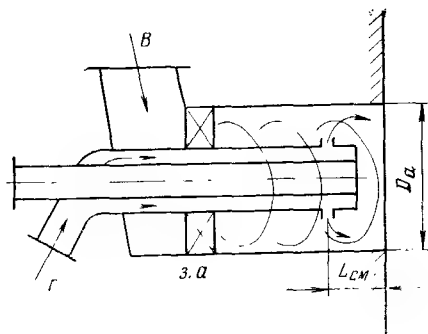


Рис. 8.6. Схема газовой горелки с центральным вводом газа.

B — ввод горячего воздуха; Γ — подвод природного газа; $з. а.$ — завихряющий аппарат.

ной потока воздуха, примерно равная удвоенной расходной (аксиальной) скорости; $\omega_{в,з} = 2\omega_a$. Оптимальное значение параметра $n_a = 1 \div 1,2$.

3. Размер, форма и расположение газовых отверстий, определяемые общей конструкцией горелки.

Возможен *периферийный, центральный и двусторонний ввод* газовых струй в поток воздуха в горелках. На рис. 8.6 показан центральный ввод газа. Двусторонний ввод газа (с периферии и из центрального газового коллектора) применяют на мощных горелках (см. рис. 8.9).

8.4. КОМБИНИРОВАННЫЕ ГАЗОМАЗУТНЫЕ ГОРЕЛКИ

Одним из преимуществ комбинированных горелок является возможность легкого перехода с одного вида топлива на другое. При этом сжигание каждого из них должно происходить в оптимальных условиях.

В такой горелке каналы подвода воздуха выполняются общими для обоих видов топлив, а расположение каждого вида горелочного устройства должно обеспечить быстрое и полное смешение топлива с воздухом. Для эффективного смешения с топливом поток воздуха в горелке сильно турбулизируется с помощью *воздушного регистра* (воздухонаправляющего устройства), обеспечивающего его интенсивную закрутку.

Воздушные регистры выполняют трех видов: *улиточный, аксиальный лопаточный и тангенциальный лопаточный* (рис. 8.7). С учетом больших расходных объемов воздуха улиточный завихритель получается довольно громоздким. Его применяют на горелках относительно небольшой мощности. Аксиальный лопаточный аппарат наиболее прост в выполнении и имеет наименьшее гидравлическое сопротивление, но для пропуска всего потока воздуха требует канал большого диаметра. Тангенциальный лопаточный регистр имеет несколько большее сопротивление, но отличается возможностью регулирования размера проходного сечения при изменении нагрузок

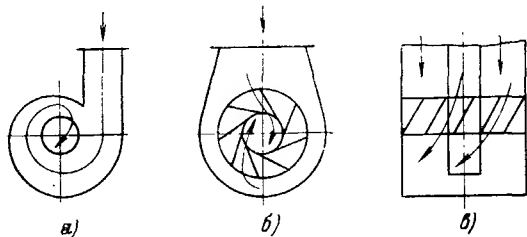


Рис. 8.7. Схемы воздушных регистров.

а — улиточный; б — тангенциальный лопаточный; в — аксиальный лопаточный.

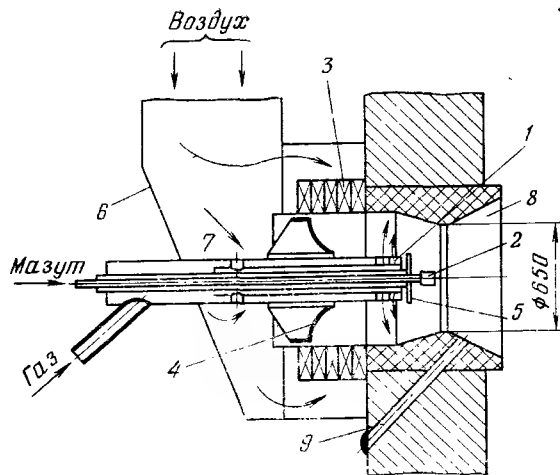


Рис. 8.8. Газомазутная горелка ТКЗ коаксиального типа с центральной подачей газа.

1 — кольцевой газовый коллектор; 2 — мазутная форсунка; 3 — тангенциальный лопаточный аппарат; 4 — регулирующий воздушный шибер; 5 — фланец, предохраняющий газовый наконечник от обгорания; 6 — воздушный короб; 7 — подвод воздуха для охлаждения наконечника и фланца; 8 — коническая амбразура; 9 — канал для запальника.

путем перемещения вдоль оси горелки регулирующего диска (рис. 8.8).

На мощных паровых котлах устанавливают три основных типа газомазутных горелок, показанных на рис. 8.8—8.10 и отличающихся способом ввода газа в поток воздуха и методом регулирования его расхода при переменных нагрузках.

Газомазутная горелка ТКЗ коаксиального типа с центральной подачей газа показана на рис. 8.8. Природный газ из центрального кольцевого коллектора выдвигается двумя рядами отверстий разного диаметра. Воздух подводится через тангенциальный лопаточный регистр. Регулирование его расхода обеспечивается перемещающимся дисковым шибером. Таким образом, при снижении нагрузки котла уменьшенный расход воздуха

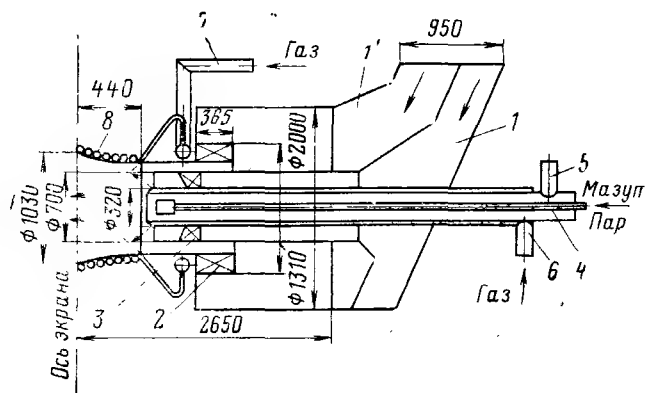


Рис. 8.9. Газомазутная горелка ХФЦКБ-ВТИ-ТКЗ с периферийной и центральной подачей газа.

1, 1' — центральный и периферийный коробки воздуха; 2 — тангенциальный лопаточный аппарат; 3 — аксиальный лопаточный аппарат; 4 — ствол паромеханической форсунки; 5 — ввод центрального потока воздуха; 6 — подвод газа в коаксиальный канал; 7 — периферийный подвод газа; 8 — разводка экранных труб вокруг горелки.

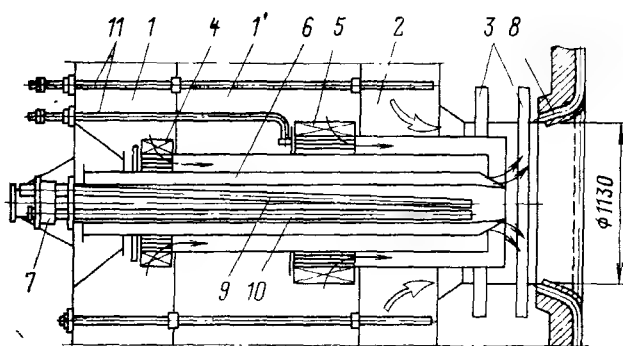


Рис. 8.10. Газомазутная горелка парового котла ТГМП-204 производительностью 5,2 т/ч мазута или 5,54 тыс. м³ природного газа.

1, 1' — центральный и периферийный каналы горячего воздуха; 2 — канал подачи рециркулирующих газов; 3 — линзовый компенсатор; 4, 5 — тангенциальные завихрывающие лопатки; 6 — центральный канал подачи природного газа; 7 — пневмозатвор, препятствующий выбыванию топочных газов из горелки; 8 — разводка экранных труб вокруг амбразуры горелки; 9 — ствол для мазутной форсунки; 10 — газовый электрозапальник; 11 — импульсные линии для контроля за давлением воздуха.

будет сохранять интенсивность крутки и хорошие условия смешения с топливом. Мазут распыляется в механической форсунке, установленной в центральном канале горелки. Давление газа перед горелкой 2,5—3,0 кПа. Скорость воздуха в узком сечении горелки 40 м/с. Воспламенение топлива — мазута или газа — обеспечивается электрозапальным устройством.

Газомазутная горелка ЦКБ (Харьковский филиал) — ВТИ — ТКЗ для прямоточного котла блока 300 МВт, работающего под наддувом (рис. 8.9), имеет тангенциально-аксиальный подвод воздуха через лопаточный аппарат с разделением основного потока воздуха на два канала. Кроме того, имеется еще третичный воздух, постоянно поступающий по центральному каналу для охлаждения мазутной форсунки. При снижении нагрузки расход воздуха по периферийному кольцевому каналу уменьшается регулирующим шибером. Подача мазута осуществляется паромеханической форсункой типа ТКЗ-4М производительностью 1,28 кг/с

(4,6 т/ч) при давлении мазута 4,5 МПа и пара 0,2 МПа. Природный газ в основном вводится в поток воздуха с периферии большим числом труб Ø 32 мм и частично из отверстий центрального коаксиального канала.

На рис. 8.10 показана газомазутная горелка одно-корпусного прямоточного котла блока 800 МВт производительностью 5,2 т/ч мазута. Равномерная раздача воздуха по горелкам обеспечивается за счет больших размеров воздушных коробов, общих для всех горелок одной стены топки. Каждый короб разделен по всей длине на два отсека для раздачи воздуха во внутренние и периферийные каналы горелок. Отдельно имеется короб для ввода через горелку дымовых газов рециркуляции. Потоки воздуха завихриваются тангенциальным лопаточным аппаратом, а газы вводятся в топку прямотоком и смешиваются с расходящимся под углом периферийным воздухом.

Природный газ вводится по центральному коаксиальному каналу под углом 45° к оси потока. Для компенсации разницы тепловых расширений воздушного короба с встроенными в него горелками и экранов топки установлены линзовые компенсаторы.

При переходе на сжигание газа мазутная форсунка автоматически отключается и втягивается в центральный ствол. Одновременное сжигание двух видов топлива приводит к ухудшению выгорания одного из них (чаще мазута), что связано с различными условиями смешения и временем воспламенения.

Газомазутные горелки рассчитывают на работу топki с предельно малыми избытками воздуха ($\alpha_T = 1,02 \div 1,03$) при сжигании мазута в целях снижения интенсивности коррозионных процессов в низкотемпературной части тракта (в районе воздухоподогревателя). Работа с низкими избытками воздуха требует тщательного выполнения горелок и воздухоподводящих трактов для того, чтобы исключить неравномерность распределения топлива и воздуха по горелкам. Все форсунки тарируются, допустимое расхождение их производительности должно быть не более 2%.

Глава девятая

ХАРАКТЕРИСТИКИ, ПАРАМЕТРЫ И УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

9.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ВОДОПАРОВОГО ТРАКТА

Гидродинамические и теплообменные процессы водопарового тракта парового котла и парогенератора протекают в трубах. Стенки труб обладают определенными свойствами: теплопроводностью, теплоемкостью, массой. На поверхности труб протекают соответствующие процессы с окружающей средой на наружной стенке и рабочей средой — на внутренней стенке. Свойства стенок труб и протекающие на этих стенках процессы учитываются граничными условиями уравнений, описывающих процессы, которые имеют место в водопаровом тракте. Такими уравнениями

являются: уравнения материального баланса, баланса энергии потока рабочей среды и ограждающей стенки и уравнение движения (или количества движения).

Все эти уравнения рассматриваются в курсах гидромеханики и теплопередачи и потому их выводы здесь не излагаются.

Запишем уравнения в окончательном виде: материального баланса

$$\frac{dG}{dz} + f \frac{dp}{dz} = 0; \quad (9.1)$$

баланса энергии потока рабочей среды

$$\frac{d(Gi)}{dz} + f \frac{d(pi)}{dz} = q_{вн}; \quad (9.2)$$

теплового баланса для обогреваемых стенок канала

$$q_{\text{вн}} = q_{\text{нар}} - mc_m \frac{dt_m}{dz} = \alpha \Pi (t_m - t). \quad (9.3)$$

В формулах (9.1)–(9.3) G , ρ , i — расход рабочей среды через канал, ее плотность и энтальпия; f — сечение канала; z — координата, совпадающая с направлением движения рабочей среды; $q_{\text{вн}}$, $q_{\text{нар}}$ — линейная плотность потока тепла на внутренней и наружной поверхностях канала; m — линейная масса металла стенок канала (масса стенок трубы длиной 1 м); t_m , c_m — температура и теплоемкость металла; α — коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде; Π — внутренний периметр сечения канала (для трубы $\Pi = \pi d_{\text{вн}}$).

Специфической формой записи второго закона механики применительно к течению среды в канале является

$$-\frac{\partial p}{\partial z} = \rho \frac{\partial w}{\partial \tau} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} + k \frac{w^2}{2} \pm \rho g \sin \alpha. \quad (9.4)$$

Его называют уравнением движения или уравнением сохранения количества движения. Интегрирование (9.4) в пределах от начала канала $z=0$ ($w=w_1$, $p=p_1$) до конца в общем случае до сечения $z=l$ ($w=w_2$, $p=p_2$) дает интегральную форму уравнения движения

$$p_1 - p_2 = \int_0^l k \frac{w^2}{2} dz + \int_{w_1}^{w_2} (w\rho) dw + \int_0^l \frac{\partial w}{\partial \tau} dz \pm g \int_0^h \rho dh. \quad (9.5)$$

где $h=l \sin \alpha$.

Из (9.5) следует, что перепад давлений в канале $\Delta p = p_1 - p_2$ затрачивается на преодоление следующих сил, возникающих при движении в нем среды:

сил трения (коэффициент пропорциональности k определяется экспериментально, его значение связано с коэффициентом трения соотношением $k=\lambda/d$)

$$\int_0^l k \frac{w^2}{2} dz;$$

сил, обусловленных неоднородностью скоростей на входе и на выходе канала — ускорением потока, т. е. неоднородностью поля скоростей по длине канала,

$$\int_{w_1}^{w_2} (w\rho) dw;$$

сил, обусловленных неодинаковостью поля скоростей во времени — инерционной состав-

ляющей перепада давления, неравной нулю только в нестационарных процессах,

$$\int_0^l \rho \frac{\partial w}{\partial \tau} dz;$$

составляющей силы тяжести — нивелирной составляющей, определяемой средней плотностью и разностью высот, т. е. разностью уровней (эта величина выражает гидростатическое давление столба среды высотой h),

$$g \int_0^h \rho dh.$$

Итак, гидродинамические и теплообменные процессы, протекающие в водопаровом тракте, описываются системой уравнений: баланса массы (9.1), баланса энергии для потока рабочей среды (9.2), теплового баланса для обогреваемых стенок канала (9.3), движения (9.4). Эта система уравнений дополняется еще уравнением состояния

$$\rho = \rho(p, i), \quad (9.6)$$

выражающим зависимость одного термодинамического параметра от двух других, а также эмпирическими зависимостями для коэффициента теплоотдачи α , коэффициента трения k . Система уравнений (9.1)–(9.4) и (9.6) совместно с эмпирическими зависимостями для α и λ является замкнутой: в ней число неизвестных (G , ρ , i , t_m , p) равно числу уравнений (так как $w=G/f\rho$). Внешние воздействия для этой системы: $q_{\text{нар}}$, $G_{\text{вх}}$, $i_{\text{вх}}$, $G_{\text{вых}}$ заданы.

В стационарном режиме все производные по τ в уравнениях (9.1)–(9.4) и (9.6) равны нулю, а все параметры являются только функциями координаты z и потому фундаментальные уравнения приобретают следующий вид: уравнение сохранения массы

$$\frac{dG}{dz} = 0; \quad (9.7)$$

уравнение сохранения энергии

$$\frac{d(Gi)}{dz} = q; \quad (9.8)$$

уравнение движения

$$w\rho \frac{dw}{dz} + k \frac{w^2}{2} \pm \rho g \sin \alpha = -\frac{dp}{dz}; \quad (9.9)$$

уравнение состояния

$$\rho = \rho(p, i). \quad (9.10)$$

Уравнение (9.3) системы (9.1)–(9.4) и (9.6) исчезает, так как $q_{\text{вн}}=q_{\text{нар}}=q$. Из (9.7) следует, что в стационарном режиме массовый расход в любом сечении канала одинаков $G(z)=\text{const}$. Из (9.8) с учетом последнего

результата следует:

$$\frac{di}{dz} = \frac{q}{G} \quad (9.11)$$

или

$$i = i_{\text{вх}} + \frac{q}{G} z. \quad (9.12)$$

9.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ

Основные характеристики течения пароводяного потока:

Массовая скорость среды w_p (воды, пара, пароводяной смеси). Охлаждающее действие потока зависит не только от его скорости w , но и от плотности ρ . Охлаждающий эффект потока принято оценивать по произведению этих параметров, т. е. через массовую скорость w_p , кг/(м²·с), представляющую собой массовый расход, отнесенный к единице сечения трубы:

$$w_p = \frac{G}{f}. \quad (9.13)$$

Скорость циркуляции w_0 , м/с — скорость воды при температуре насыщения, соответствующая расходу рабочего тела в трубах:

$$w_0 = \frac{G_{\text{см}}}{f\rho'}, \quad (9.14)$$

где $G_{\text{см}}$ — массовый расход пароводяной смеси через систему труб, кг/с (при поступлении воды в парообразующие трубы $G_{\text{см}} = G_{\text{в}}$); f — сечение для прохода рабочей среды, м²; ρ' — плотность воды при температуре насыщения, кг/м³.

Приведенная скорость воды w'_0 , м/с — скорость, которую имела бы вода, проходящая через данное сечение парообразующей трубы, при условии, что она занимала бы все ее сечение:

$$w'_0 = \frac{G_{\text{в}}}{f\rho'}. \quad (9.15)$$

Приведенная скорость пара w''_0 , м/с — скорость, которую имел бы пар, проходящий через данное сечение парообразующей трубы, при условии, что он занимал бы все ее сечение

$$w''_0 = \frac{G_{\text{п}}}{f\rho''}, \quad (9.16)$$

где $G_{\text{п}}$ — массовый расход пара через систему труб, кг/с; ρ'' — плотность пара, кг/м³.

Относительная скорость пара w_r , м/с. Истинные скорости воды и пара отличаются от расходных, так как в реальных условиях в совместном движении вода и пар, составляющие пароводяную смесь, движутся не с одинаковой скоростью, $w_{\text{п}} \neq w_{\text{в}}$.

В восходящем потоке пар движется быстрее воды, т. е. $w_{\text{п}} > w_{\text{в}}$; при опускном движе-

нии $w_{\text{п}} < w_{\text{в}}$; разность их равна относительной скорости пара

$$w_r = w_{\text{п}} - w_{\text{в}}. \quad (9.17)$$

Относительная скорость пара оказывает существенное влияние на закономерности движения пароводяной смеси (см. § 12.1).

Массовое паросодержание x — массовая доля расхода пара в потоке пароводяной смеси при $w_{\text{п}} = w_{\text{в}}$:

$$x = G_{\text{п}} / G_{\text{см}}. \quad (9.18)$$

Для равновесного термодинамического течения массовое паросодержание выражают также формулой

$$x = \frac{i_{\text{пот}} - i'}{r}, \quad (9.19)$$

где $i_{\text{пот}}$ — удельная энтальпия потока в рассматриваемом сечении системы труб, кДж/кг; i' — удельная энтальпия воды на линии насыщения при давлении в данном сечении, кДж/кг; r — теплота фазового перехода при том же давлении, кДж/кг.

Массовое водосодержание

$$1 - x = 1 - \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{см}}} = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{см}}}. \quad (9.20)$$

Скорость пароводяной смеси $w_{\text{см}}$, м/с. Используя выражение для скорости циркуляции, запишем:

$$w_0 = \frac{G_{\text{см}}}{f\rho'} = \frac{G_{\text{п}} + G_{\text{в}}}{f\rho'}. \quad (9.21)$$

В свою очередь массовые расходы, кг/с, воды и пара соответственно равны:

$$G_{\text{в}} = V_{\text{в}}\rho' = w'_0\rho'f;$$

$$G_{\text{п}} = V_{\text{п}}\rho'' = w''_0\rho''f,$$

где $V_{\text{в}}$ и $V_{\text{п}}$ — объемные расходы воды и пара, м³/с.

После подстановки $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{п}}$ в (9.21) получим:

$$w_0 = w'_0 + w''_0 \frac{\rho''}{\rho'}, \quad (9.22)$$

Скорость пароводяной смеси записывается как отношение суммы объемных расходов составляющих ее компонентов $V_{\text{п}} + V_{\text{в}}$ к суммарному сечению для прохода потока

$$w_{\text{см}} = \frac{V_{\text{п}} + V_{\text{в}}}{f}, \quad (9.23)$$

или с учетом $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{п}}$

$$w_{\text{см}} = w'_0 + w''_0. \quad (9.24)$$

Подстановка w'_0 из уравнения (9.22) в (9.24) дает:

$$w_{\text{см}} = w_0 + w'_0 \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right). \quad (9.25)$$

Часто бывает необходимо выразить $\omega_{см}$ через массовое паросодержание x . Принимая во внимание, что сумма сечений, занятых паром $f_{п}$ и водой $f_{в}$, равна f , имеем зависимость

$$f_{п}\omega_{п} + f_{в}\omega_{в} = \omega_{см}f, \quad (9.26)$$

которая переписывается так:

$$G_{п}v'' + G_{в}v' = G_{см}v_{см},$$

откуда

$$v_{см} = \frac{G_{п}}{G_{см}} v'' + \frac{G_{в}}{G_{см}} v',$$

или

$$v_{см} = xv'' + (1-x)v'. \quad (9.27)$$

Известно также, что

$$\omega_{см} = \frac{G_{см}v_{см}}{f}. \quad (9.28)$$

Подставляя в (9.28) значение $v_{см}$ из (9.27), получаем:

$$\begin{aligned} \omega_{см} &= \frac{G_{см}v'}{f} \left[1 + x \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \right] = \\ &= \omega_0 \left[1 + x \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \right] \end{aligned}$$

или

$$\omega_{см} = \omega_0 \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (9.29)$$

Объемное расходное паросодержание β . Объемная доля пара в потоке пароводяной смеси при одинаковой скорости воды и пара называется объемным (расходным) паросодержанием

$$\beta = \frac{V_{п}}{V_{п} + V_{в}}, \quad (9.30)$$

а с учетом (9.18) и (9.20)

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho''}{\rho'}} \quad (9.31)$$

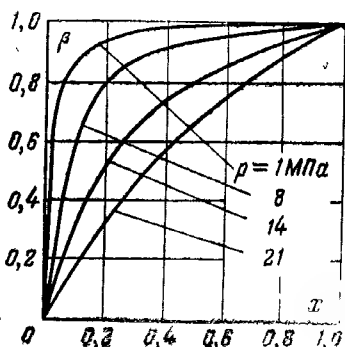


Рис. 9.1. Зависимость объемного паросодержания β от массового паросодержания x при различных давлениях.

На рис. 9.1 показана связь между массовым x и объемным β паросодержанием потока. При низких давлениях очень велико влияние x в области его малых значений. С ростом давления это влияние уменьшается. При любом давлении $d\beta/dx$ уменьшается с ростом x . Эти закономерности оказывают существенное влияние на режимы течения двухфазного потока в трубах и их температурный режим.

Напорное (истинное) паросодержание φ — доля сечения трубы, занятая паром, $f_{п}$, соответствующая истинной скорости воды и пара:

$$\varphi = f_{п}/f. \quad (9.32)$$

Напорное паросодержание φ отвечает наличию относительной скорости пара w_r , т. е. $w_{п} \neq w_{в}$. Как отмечалось ранее, расходное паросодержание предполагает равенство скоростей пара и воды $w_{п} = w_{в}$. Связь между этими параметрами течения

$$\beta = \frac{V_{п}}{V_{п} + V_{в}} = \frac{w_{п}f_{п}}{w_{см}f} = \frac{w_{п}}{w_{см}} \varphi, \quad (9.33)$$

откуда

$$\varphi = \frac{w_{см}}{w_{п}} \beta. \quad (9.34)$$

Обозначая $w_{см}/w_{п} = c$, получаем:

$$\varphi = c\beta. \quad (9.35)$$

При подъемном движении

$$w_{п} > w_{см}; \quad c < 1; \quad \varphi < \beta.$$

В опускном движении

$$w_{п} < w_{см}; \quad c > 1; \quad \varphi > \beta.$$

Если принять $w_{п} = w_{в} = w_{см}$, то $c = 1$,

$$\varphi = \beta. \quad (9.36)$$

Коэффициент пропорциональности c характеризует отношение скоростей пароводяной смеси $w_{см}$ и действительной скорости пара $w_{п}$ и потому учитывает относительную скорость пара w_r . С повышением давления относительная скорость пара падает и по мере приближения к критическому давлению $c \rightarrow 1$, а $\varphi \rightarrow \beta$.

По длине равномерно обогреваемой парообразующей трубы массовое паросодержание изменяется линейно, приобретая крайние значения; на входе $x=0$ (если $i_{вх}=i'$), на выходе $x=1$ (если $i_{вых}=i''$) (рис. 9.2). В то же время объемное паросодержание β и истинное φ , имея на входе также нулевые значения, резко возрастают на начальном участке канала. Далее интенсивность роста β и φ убывает, приобретая в конце парообразующей трубы максимальное значение, равное единице. С повышением давления φ и β приближаются к значению x .

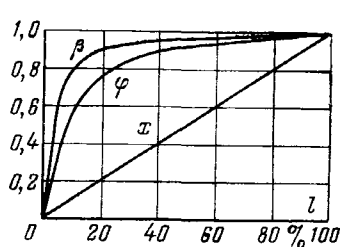


Рис. 9.2. Изменение β , ϕ и χ по длине парообразующего канала.

Напорное паросодержание ϕ является важной характеристикой потока, поскольку оно отражает реальное распределение воды и пара и их индивидуальные скорости в совместном движении пароводяной смеси.

Действительная скорость пара

$$w_{\text{п}} = w''_0 / \phi. \quad (9.37)$$

Действительная скорость воды

$$w_{\text{в}} = w'_0 / (1 - \phi). \quad (9.38)$$

Расходная плотность пароводяной смеси $\rho_{\text{см}}$, кг/м³ — плотность, соответствующая одинаковой скорости воды и пара:

$$\rho_{\text{см}} = \frac{G_{\text{п}}}{w''_0 f} + \frac{G_{\text{в}}}{w'_0 f}. \quad (9.39)$$

Действительная (истинная) плотность пароводяной смеси $\rho_{\text{н}}$, кг/м³, соответствующая истинным значениям скорости пара и воды, определяется на основании следующих рассуждений. Выделим элемент трубы высотой Δh , заполненный пароводяной смесью (рис. 9.3). Представим далее весь пар и всю воду в виде соответствующих элементарных объемов. Части сечений, занятые паром и водой, обозначим $f_{\text{п}}$ и $f_{\text{в}}$, а сумму их f . Соответствующие значения массы обоих компонентов выражаются через $f_{\text{п}} \Delta h \rho''$ и $f_{\text{в}} \Delta h \rho'$, сумма которых равна массе выделенного объема пароводяной смеси $f \Delta h \rho_{\text{н}}$. Отсюда получаем выражение для действительной плотности смеси

$$\rho_{\text{н}} = \rho' - \phi(\rho' - \rho'') = (1 - \phi)\rho' + \phi\rho''. \quad (9.40)$$

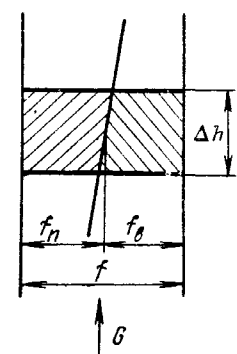


Рис. 9.3. К выводу формулы напорной плотности пароводяной смеси.

Относительная скорость пара при восходящем движении приводит к уменьшению доли сечения, занятой паром ϕ , и соответствующему увеличению доли сечения, занятой водой $(1 - \phi)$, в связи с чем $\rho_{\text{н}} > \rho_{\text{см}}$. С ростом давления $\rho_{\text{н}} \rightarrow \rho_{\text{см}}$.

Кратность циркуляции K — величина, обратная массовому паросодержанию, выражает отношение количества

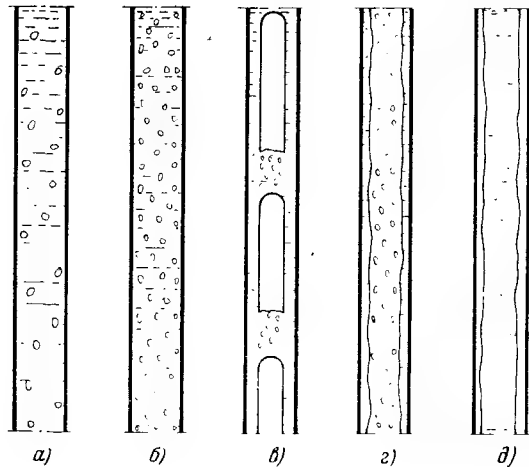


Рис. 9.4. Режимы течения пароводяной смеси в вертикальных трубах.

a — пузырьковый; b — эмульсионный; v — снарядный; z — дисперсно-кольцевой; d — обращенный дисперсно-кольцевой.

циркулирующей воды к количеству получаемого пара за один и тот же промежуток времени (см. § 1.2)

$$K = 1/\chi. \quad (9.41)$$

9.3. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ

Режимы движения пароводяного потока оказывают сильное влияние на интенсивность отвода теплоты от поверхности нагрева. Структура потока и режимы его течения при прочих равных условиях определяются ориентацией труб в пространстве. В зависимости от способа организации движения рабочей среды применяют различную ориентацию парообразующих труб.

Вертикальные трубы. При малом паросодержании и небольшой скорости пароводяной смеси в адиабатном потоке движутся отдельные пузырьки пара малых размеров. Такой режим течения получил название *пузырькового* (рис. 9.4, a). С увеличением паросодержания в случае высоких $w_{\text{р}}$ движущаяся смесь содержит большое количество относительно небольших по размеру пузырей пара в несущем потоке жидкости — *эмульсионный режим течения* (рис. 9.4, b). При малых $w_{\text{р}}$ увеличение паросодержания приводит к объединению мелких пузырьков пара в более крупные, диаметр которых соизмерим с диаметром трубы, а длина может быть во много раз больше. Эти образования пара внешне напоминают форму снаряда, и поэтому режим течения называется *снарядным* (рис. 9.4, v). За кормой «снарядов» следует жидкая перемычка, содержащая мелкие пузыри пара.

При дальнейшем увеличении паросодержания водные перемычки между паровыми образованиями сокращаются, образуя в итоге

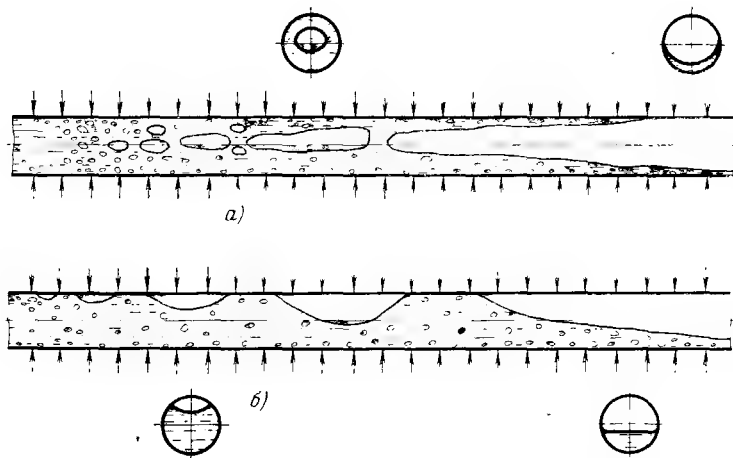


Рис. 9.5. Режимы течения двухфазного потока в горизонтальных трубках при большой входной скорости (а) и малой входной скорости (б).

сплошной паровой стержень, движущийся по оси трубы, в котором распрыснута часть жидкости. Паровой стержень окутан сплошной кольцевой водяной пленкой, движущейся по стенке. Эта пленка надежно охлаждает внутреннюю стенку трубы. Такой режим течения получил название *дисперсно-кольцевого* (рис. 9.4,г). Толщина кольцевой водяной пленки устанавливается соотношением расходов воды и пара. При большой скорости пара и высоком давлении основная масса водяной пленки срывается и уносится каплями в потоке пара, а на стенке остается тонкая водяная пленка, которая затем полностью высыхает. В обогреваемых каналах имеют место специфические режимы движения. Так, при пленочном кипении паровая пленка отделяет поток жидкости от теплообменной поверхности, жидкость заполняет центральное сечение канала. Такой режим получил название *обращенного дисперсно-кольцевого режима течения* (рис. 9.4,д).

Смена одного режима другим протекает постепенно без четких границ существования, и потому их можно обозначить весьма приблизительно.

Горизонтальные трубы. Характерной особенностью течения пароводяной смеси в горизонтальной трубе является неравномерность распределения структурных составляющих потока по сечению. Вследствие меньшей плотности пар движется преимущественно в верхней образующей трубы, а основная масса воды перемещается у нижней образующей. Степень асимметрии потока относительно горизонтали зависит от скорости смеси и диаметра канала. Чем выше скорость, тем меньше асимметрия. Для трубы внутренним диаметром 30—40 мм при относительно больших

скоростях входа воды $w > 1$ м/с на начальном участке парообразующей трубы образуются пузырьки пара, которые отрываясь от поверхности нагрева, движутся совместно с жидкостью (рис. 9.5,а). В направлении движения количество пузырьков пара возрастает, затем они, объединяясь, движутся крупными образованиями пара. Далее в совместное движение двух фаз включаются все большее количество пара и при больших паросодержаниях потока течение в горизонтальной трубе приближается к осесимметричному, наблюдаемому в вертикальных трубах при дисперсно-кольцевом режиме течения.

При малой скорости воды на входе в парообразующие трубы $w < 0,5$ м/с) асимметрия совместного движения воды и пара приводит к оголению значительных по радиусу участков трубы (рис. 9.5,б). Асимметрия потока с преимущественным движением пара у верхней образующей наблюдается на всем протяжении. На участке, с которого начинается движение большого количества пара, двухфазный поток расслаивается. Расслоенный режим неустойчив. С повышением скорости потока на поверхности раздела фаз образуются волны, вершины которых периодически захлестывают перегретую стенку.

При СКД рабочее тело представляет собой однородную среду. Тем не менее даже при наличии направленного движения среды СКД в горизонтальном канале в любом его поперечном сечении имеет место свободная конвекция, приводящая к неоднородной плотности по высоте. Эта неоднородность характеризуется движением более легкой (менее плотной) среды по верхней образующей и более тяжелой (более плотной) — по нижней образующей канала с постепенным переходом одной среды в другую. Различие в плотностях возрастает с увеличением вертикального размера канала или диаметра трубы.

В местах гибов стенка трубы омывается водой менее надежно, чем на прямых участках труб. Ухудшение омывания связано с центробежным эффектом забрасывания воды к наружной образующей трубы при повороте струи. При этом стенка со стороны внутренней образующей трубы может оказаться без достаточного охлаждения.

9.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

При движении в трубе воды, пароводяной смеси и пара за счет сопротивления создает-

ся перепад давления между любыми ее сечениями. Общее уравнение полного перепада давления — см. § 9.1. Для удобства практических расчетов перепишем его в виде

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{уск}} \pm \Delta p_{\text{нив}}. \quad (9.42)$$

Полный перепад давления между двумя произвольными сечениями обогреваемой трубы представляется в виде суммы перепадов, возникающих от сопротивления трения $\Delta p_{\text{тр}}$, местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м}}$, ускорения $\Delta p_{\text{уск}}$ и нивелирного перепада $\Delta p_{\text{нив}}$.

Сопротивление трения вызывается вязкостью среды и при движении однофазного изотермического потока в прямом канале постоянного сечения определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \int_0^l k \frac{w^2}{2} dz = \lambda_0 l \frac{w^2}{2} \rho, \quad (9.43)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — сопротивление трения, Па; $\lambda_0 = \lambda/d$ — приведенный коэффициент трения, 1/м; l — длина канала, м; w — скорость среды, м/с; ρ — плотность среды, кг/м³.

Сопротивление трения для двухфазного потока принципиально можно определить по той же формуле, что и для однофазного потока, заменив скорость однофазного потока w скоростью пароводяной смеси $w_{\text{см}}$, однако при этом должно быть соблюдено условие гомогенности двухфазного потока

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \frac{w_{\text{см}}^2}{2} \rho_{\text{см}}. \quad (9.44)$$

Принимая во внимание закон сохранения массы (см. § 9.1), можно записать

$$\rho_{\text{см}} w_{\text{см}} = \rho' w_0. \quad (9.45)$$

С учетом (9.25) формула (9.44) переписывается так:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[w_* + w''_* \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right], \quad (9.46)$$

или с учетом (9.29)

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (9.47)$$

Структура двухфазного потока для большинства режимов течения заметно отличается от гомогенной (см. рис. 9.4), и потому в последнее уравнение вводят поправочный коэффициент ψ , учитывающий влияние структуры потока. Тогда при постоянном паросодержании

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[1 + x \psi \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (9.48)$$

Потеря от трения для потока переменного паросодержания определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[1 + \bar{x} \bar{\psi} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (9.49)$$

в которой $\bar{x}$ — среднее паросодержание в канале;

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_{\text{к}} x_{\text{к}} - \psi_{\text{н}} x_{\text{н}}}{x_{\text{к}} - x_{\text{н}}},$$

где $\psi_{\text{н}}$ и $\psi_{\text{к}}$ — поправочные коэффициенты, учитывающие влияние структуры потока для начального $x_{\text{н}}$ и конечного $x_{\text{к}}$ паросодержания.

Потери давления в местных сопротивлениях возникают из-за отрыва пограничного слоя от стенки и образования вихрей в потоке, в которых теряется значительное количество энергии. Они вызываются изменением формы или направления канала, каждое из которых условно считается сосредоточенным в каком-либо сечении и не включает сопротивления трения.

Потери в местных сопротивлениях при течи однофазной среды определяют по формуле, аналогичной (9.43), в которой приведенный коэффициент трения $\lambda_0 = \lambda/d$ заменен на коэффициент местного сопротивления $\xi_{\text{м}}$ (справочные данные):

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} \frac{w^2}{2} \rho. \quad (9.50)$$

Для двухфазной среды

$$\Delta p_{\text{м}} = \Sigma \xi'_{\text{м}} \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (9.51)$$

где $\xi'_{\text{м}}$ — условный коэффициент местного сопротивления пароводяной смеси (справочные данные); обычно $\xi'_{\text{м}} > \xi_{\text{м}}$. Гидравлические сопротивления при поперечном обтекании трубного пучка однофазной средой

$$\Delta p_{\text{т.п}} = \xi_{\text{т.п}} \frac{w^2}{2} \rho. \quad (9.52)$$

Коэффициент сопротивления при поперечном обтекании $\xi_{\text{т.п}}$ зависит от конструкции трубного пучка.

Для двухфазной среды

$$\Delta p_{\text{т.п}} = \xi'_{\text{т.п}} \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[1 + x_i \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (9.53)$$

Потеря давления от ускорения вызывается изменением объема, а следовательно, и скорости потока. Она может возникать от увеличения паросодержания потока при обогреве, уменьшения сечения в отсутствие обогрева или от обеих причин.

Потеря давления, обусловленная ускорением потока,

$$\Delta p_{\text{уск}} = \int_{v_n}^{v_k} \omega p \, dv. \quad (9.54)$$

Для установившегося потока

$$\omega_{\text{нрп}} = \omega_{\text{крп}} = \omega p = \text{const.}$$

Следовательно, при $p > p_{\text{кр}}$

$$\Delta p_{\text{уск}} = \omega p (v_k - v_n) = (\omega p)^2 (v_k - v_n). \quad (9.55)$$

Для двухфазной среды $p < p_{\text{кр}}$.

Выразим v_k и v_n через массовые паросодержания

$$v_k = v' (1 - x_k) + v'' x_k$$

$$v_n = v' (1 - x_n) + v'' x_n.$$

После подстановки их в (9.55) получим окончательно

$$\Delta p_{\text{уск}} = (\omega p)^2 (v'' - v') (x_k - x_n). \quad (9.56)$$

Нивелирная составляющая потери напора для однофазного и двухфазного вертикального потока

$$\Delta p_{\text{нив}} = g \int_0^h \rho \, dh = \bar{\rho} g h. \quad (9.57)$$

Для однофазного потока ρ — средняя плотность среды на участке h , для двухфазного потока — см. формулу (9.40).

При определении полного перепада давления значение $\Delta p_{\text{нив}}$ учитывается с положительным знаком при подъемном движении, так как оно увеличивает сопротивление трубы, и с отрицательным — при опускном движении, поскольку уже не будет сопротивлением, а, наоборот, используется на преодоление сопротивления.

9.5. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В ТРАКТЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БЛОКА

Изменение параметров рабочей среды и ее физических свойств в отдельных участках водопарового тракта ТЭС СКД показаны на рис. 9.6. Наибольшее давление имеет место на входе в ПВД — за питательным насосом $p_{\text{п.в}}$. Наименьшее давление в конденсаторе $p_{\text{конд}}$. Для установок СКД этот диапазон составляет от 32 до 0,003 МПа, высокого давления 17—0,003 МПа. На участках конденсатного тракта, включающего конденсатный насос, и питательного тракта, включающего питательный насос, давление турбинного конденсата повышается до уровня, равного давлению на входе в ПВД и обеспечивающего после него движение воды и пара в паровом котле.

Движение пара в турбине обеспечивается перепадом давлений на входе, равным давлению за котлом, и на выходе — давлению в конденсаторе.

Наивысшая температура рабочей среды — это температура перегретого пара, наинизшая температура — в конденсаторе. Для установок высокого и сверхкритического давления этот диапазон составляет 545—30°C.

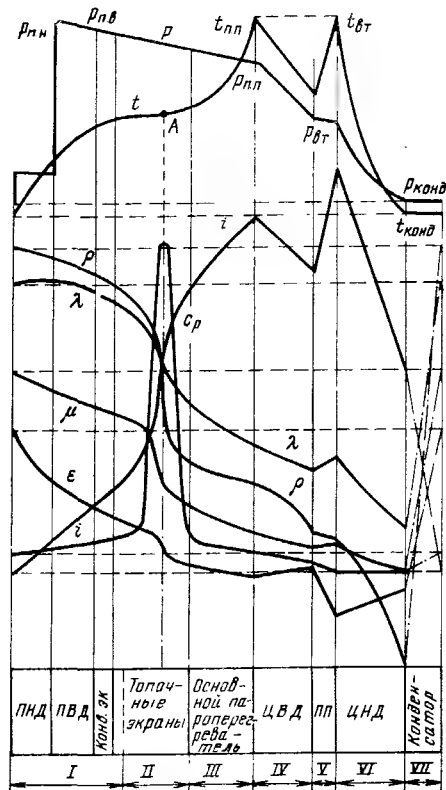


Рис. 9.6. Изменение параметров и теплофизических свойств рабочей среды в водопаровом тракте энергетического блока СКД.

Турбинный конденсат подогревается в ПНД и деаэрирует конденсатный тракт от 30 до 105—165°C и в ПВД питательного тракта до температуры питательной воды $t_{\text{п.в}}$ (обычно 145—270°C). В соответствующих участках тракта $p=0,3\text{—}1,0$ МПа и 15—17 МПа при высоких и 30—32 МПа при СКД.

Полный перепад давления по тракту $\Delta p = \Delta p_{\text{рп}} + \Delta p_{\text{жп}} + \Delta p_{\text{жс}}$ составляет 20—30% давления перегретого пара. В то же время температура рабочей среды весьма существенно повышается от уровня $t_{\text{п.в}}$ до температуры перегретого пара $t_{\text{п.п}}$.

С параметрами $t_{\text{п.п}}$ и $p_{\text{п.п}}$ перегретый пар поступает в турбину. Здесь происходит адиабатное расширение пара, сопровождающееся уменьшением его давления и температуры. В целях повышения КПД на установках высоких и сверхкритических параметров частично отработавший в ЦВД турбины пар при давлении 3—4 МПа и температуре 290—320°C подвергается вторичному (промежуточному) перегреву обычно до уровня начальной температуры пара 545°C.

Изменение давления и температуры рабочей среды по водопаровому тракту энергетического блока СКД непосредственно сказывается на теплофизических свойствах H_2O . Из рис. 9.6 видно, что по характеру изменения этих свойств водопаровой тракт можно разделить на семь характерных зон.

Первая зона охватывает конденсатно-питательный тракт энергоблока, конвективный и радиационный экономайзеры. Здесь питательными насосами создается наибольшее давление в водопаровом тракте, необходимое для получения пара заданного давления. Рабочей средой в этой части водопарового тракта является вода, и потому, несмотря на резкое повышение давления, теплофизические параметры сравнительно мало

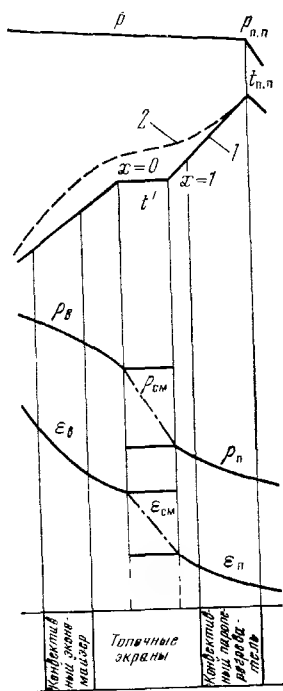


Рис. 9.7. Особенности изменения плотности ρ и диэлектрической проницаемости ϵ в зоне паробразования.

1 — температура рабочей среды при ДКД; 2 — то же при СКД (для сравнения).

меняются, однако диэлектрическая проницаемость ϵ уменьшается в несколько раз.

Наиболее ярко выраженной является вторая (околокритическая) зона, обычно располагающаяся в топочной камере. В этой зоне вода переходит в пар и даже малые приращения температуры потока вызывают резкое изменение теплофизических характеристик: вблизи температуры, отвечающей максимальной теплоемкости, резко увеличивается энтальпия и одновременно также резко (но не скачкообразно, а плавно) падают вязкость μ , теплопроводность λ и, что особенно важно, плотность ρ и диэлектрическая проницаемость ϵ .

В третьей зоне, охватывающей основной пароперегреватель, несмотря на дальнейшее повышение температуры и энтальпии перегретого пара, все параметры, включая плотность и диэлектрическую проницаемость, изменяются слабее.

В четвертой зоне — ЦВД — в процессе превращения тепловой энергии перегретого пара в механическую и соответствующего снижения давления и температуры уменьшаются энтальпия и плотность пара, несколько возрастает диэлектрическая проницаемость (вследствие снижения температуры), в то время как другие свойства (теплопроводность, теплоемкость и динамическая вязкость) продолжают плавно уменьшаться.

В пятой зоне в процессе дальнейшего повышения температуры при практически постоянном давлении, примерно 3,5 МПа (вторичный перегрев пара), происходит значительное повышение энтальпии и несколько возрастают динамическая вязкость и теплопроводность. Диэлектрическая проницаемость пара уменьшается в 3—5 раз, в то время как плотность и изобарная теплоемкость уменьшаются очень мало.

В шестой зоне — ЦНД турбины — изменение физических параметров пара происходит аналогично четвертой зоне с той лишь разницей, что относительное изменение давления здесь гораздо больше. Поэтому плотность пара уменьшается примерно в 300—400 раз. Значительно уменьшается и энтальпия, в то время как изменение других свойств имеет плавный характер.

Седьмая зона — конденсатор. Здесь параметры кон-

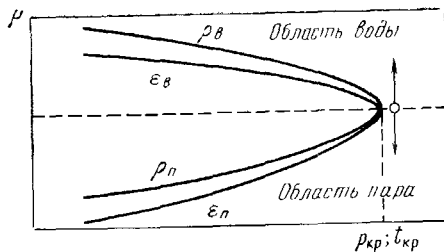


Рис. 9.8. Влияние давления на плотность воды и пара ρ и диэлектрическую проницаемость ϵ на линии насыщения.

денсирующегося пара постоянны: давление 0,003 МПа, температура около 30°C. Падают лишь энтальпия и паросодержание потока, пар полностью конденсируется, что приводит к резкому увеличению плотности, теплопроводности, теплоемкости, вязкости и диэлектрической проницаемости.

Особенности докритического давления проявляются главным образом в пределах второй зоны водопарового тракта, которая располагается в топочной камере (рис. 9.7). Отличительной особенностью является переход воды в пар (кипение), т. е. одновременное существование двух фаз: воды и пара в процессе паробразования, протекающего при постоянной температуре t' (кривая 1). Для сопоставления на том же рисунке показано изменение температуры рабочей среды при сверхкритическом давлении (кривая 2).

В отличие от плавного (хотя и стремительного) изменения теплофизических характеристик рабочей среды в зоне больших теплоемкостей при СКД (см. рис. 9.6) переход от свойств воды к свойствам пара ДКД совершается скачкообразно при температуре насыщения. На рис. 9.7 показано изменение плотности воды ρ_v и скачкообразный переход в пределах смены фаз к изменению плотности пара ρ_p с повышением энтальпии рабочей среды. Аналогично также скачкообразно в зоне фазового перехода изменяется и диэлектрическая проницаемость воды и пара. В зоне постоянства температуры на линии насыщения при неизменном давлении одновременно присутствуют обе фазы (вода и пар) во всем интервале паросодержаний двухфазного потока $0 < x < 1$. Условным пунктиром показано изменение плотности пароводяной смеси $\rho_{см}$ и диэлектрической проницаемости $\epsilon_{см}$ по потоку.

Теплофизические свойства воды и пара определяются давлением. Так, на рис. 9.8 показаны изменения плотности воды и пара и их диэлектрические проницаемости, резко отличающиеся друг от друга в широком диапазоне докритического давления, но сближающиеся в критической точке.

Описанные закономерности связи между параметрами и свойствами рабочей среды определяют протекание процессов гидродинамики и теплообмена в поверхностях нагрева и унос веществ, присутствующих в воде, паром, а также оказывают весьма существенное влияние на образование отложений в элементах котла и турбины.

Глава десятая

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

10.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБОГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Для оценки надежности парового котла очень важно располагать данными для опре-

деления температуры металла поверхностей нагрева, работающих в сложных и напряженных условиях.

В котлах, использующих органическое топливо, условно можно выделить три обла-

сти теплообмена. Первая область теплообмена охватывает поверхности, расположенные в топочной камере — топочные экраны, получающие теплоту излучением. Важнейшим фактором теплообмена в этой области является характер распределения теплового потока по высоте топочной камеры (см. рис. 20.2) и по периметру сечения экранных труб (см. § 10.4).

Вторая область теплообмена охватывает полурадиационные поверхности, располагаемые в зоне достаточно высоких газовых температур ($1200\text{—}800^\circ\text{C}$), где еще существенно излучение газовых объемов. Это главным образом ширмовые поверхности нагрева и настенные экраны поворотной камеры.

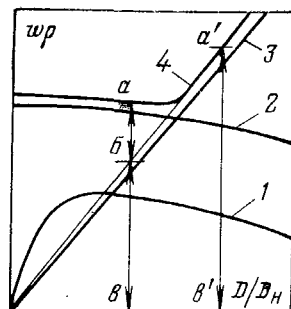
Характерной особенностью третьей области является тепловосприятие поверхностей нагрева преимущественно конвекцией. В этой зоне с относительно невысокой температурой продуктов сгорания ($800\text{—}900^\circ\text{C}$ на входе в конвективную шахту и до $100\text{—}150^\circ\text{C}$ на выходе из нее) располагаются конвективные поверхности нагрева: экономайзер, воздухоподогреватель, отдельные пакеты пароперегревателя. Эти поверхности нагрева конструируются с плотным шагом труб — малыми газовыми объемами между ними. В этих условиях доля лучистого межтрубного излучения продуктов сгорания мала.

В парогенерирующих установках АЭС различают две области теплообмена. Первая область теплообмена охватывает поверхности, расположенные в активной зоне реактора. Источником теплоты в реакторе является энергия, выделяемая при делении ядер в виде теплоты в очень ограниченном объеме около места, где происходит деление. Это позволяет считать, что практически все тепловыделение активной зоны сосредоточено в объеме тепловыделяющих элементов (ТВЭЛОВ).

Максимум тепловыделения $q_{\text{макс}}$ через поверхность ТВЭЛОВ лежит на середине их высоты, нулевое значение (при отсутствии отражателей) — на торцевых границах. Отражатели в значительной мере выравнивают интенсивность тепловыделения.

Во второй области теплообмен протекает в условиях конвективного переноса теплоты при умеренной температуре теплоносителя (воды, жидкого металла или газа). Так, при обогреве водой первого контура и давлении $13\text{—}15$ МПа ее температура не превышает $330\text{—}350^\circ\text{C}$, при обогреве жидким металлом или газом эта температура выше и достигает $700\text{—}800^\circ\text{C}$. В этих условиях еще не возникает непосредственной опасности пережога труб при некотором ухудшении теплообмена, хотя возможны режимы, приводящие к понижению

Рис. 10.1. Влияние нагрузки котла на массовую скорость.
1 — естественная циркуляция; 2 — многократно-принудительная циркуляция; 3 — прямоточное движение; 4 — комбинированная циркуляция.



надежности металла поверхностей нагрева и аварийным ситуациям.

Современное состояние техники позволяет выделять в топочной камере и в активной зоне энергетического ядерного реактора огромное количество теплоты. Независимо от рода энергетической установки выделяемая теплота должна интенсивно отводиться через поверхность нагрева. Это обеспечивается непрерывным движением рабочей среды с определенной скоростью.

Движение пароводяной смеси, а следовательно, и охлаждение парообразующих труб паровых котлов и парогенераторов различных систем организуется по-разному (рис. 10.1). В агрегатах с естественной циркуляцией пароводяная смесь перемещается в результате движущего напора естественной циркуляции, возникающего при обогреве труб. Массовая скорость на входе в парообразующие трубы с увеличением нагрузки сначала резко возрастает и после достижения максимального значения почти стабилизируется или даже несколько уменьшается из-за того, что увеличивающееся парообразование при большом удельном объеме пара приводит к повышению сопротивления труб (кривая 1 на рис. 10.1).

В установках с многократной принудительной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси в парообразующих трубах осуществляется насосом принудительной циркуляции, поэтому независимо от нагрузки массовая скорость рабочего тела почти постоянна (кривая 2).

В агрегатах прямоточного типа массовая скорость пропорциональна нагрузке (кривая 3). При малой нагрузке массовая скорость может оказаться недопустимо низкой, что может привести к повреждению труб из-за их перегрева. Приходится ограничивать снижение нагрузки не ниже 30% номинальной паропроизводительности.

Кривая 4 соответствует характеристике агрегата, в котором движение рабочего тела организовано по принципу многократной принудительной циркуляции при малой нагрузке и принципу прямоточности при большой нагрузке. В режиме многократной

принудительной циркуляции массовая скорость выражается суммой ординат ab — массовой скорости, соответствующей рециркуляции через парообразующие поверхности, и $bв$ — массовой скорости в экономайзере и пароперегревателе по прямоточной схеме. С переходом на прямоточный режим массовая скорость одинакова во всех поверхностях нагрева водопарового тракта — ордината $a'в'$. Таким образом, комбинированная система циркуляции обеспечивает надежное охлаждение всех поверхностей нагрева независимо от нагрузки. В экономайзерах и пароперегревателях соответственно вода и пар движутся принудительно и однократно.

Тепловое состояние труб водопарового тракта парового котла и парогенератора устанавливается в зависимости от соотношения количества подведенной теплоносителем теплоты к наружной поверхности и отведенной теплоты с рабочей средой от внутренней поверхности. В результате одновременно протекающих процессов подвода и отвода теплоты в каждой точке поверхности нагрева устанавливается свое тепловое состояние, обуславливающее соответствующий уровень температуры. В совокупности температура поверхности нагрева в различных точках образует температурное поле.

Различают температурное поле вдоль движения рабочей среды, т. е. по длине труб, полагая их обогрев равномерным по всему периметру, и температурное поле в поперечном сечении этих труб, имея в виду неодинаковый обогрев или неодинаковый отвод теплоты по периметру.

10.2. КРИЗИСЫ ТЕПЛООБМЕНА В ПАРООБРАЗУЮЩИХ ТРУБАХ

Температурный режим парообразующей трубы при заданном обогреве определяется главным образом паросодержанием, массовой скоростью потока и давлением.

В парообразующих трубах могут возникать *ухудшенные температурные режимы*, сопровождающиеся значительным, иногда опасным для металла повышением температуры стенки. Различают ухудшенные температурные режимы при пузырьковом и дисперсно-кольцевом режимах течения.

При *пузырьковом течении* пароводяной смеси, характеризующемся умеренным паросодержанием, когда на стенке находится большое количество жидкости (рис. 10.2, а), ее температура сохраняется на достаточно низком уровне (участок 1—2). Даже при интенсивном обогреве она превышает температуру насыщения всего лишь на несколько десятков градусов.

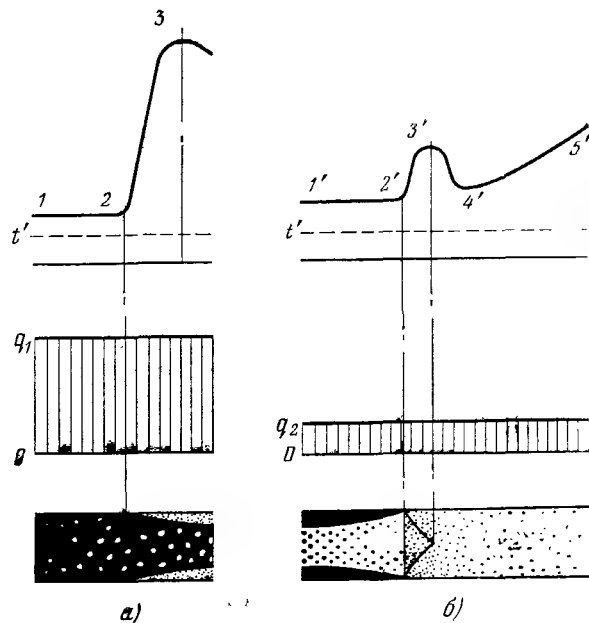


Рис. 10.2. Общая картина температурного режима парообразующей трубы при пузырьковом (а) и дисперсно-кольцевом (б) режимах течения пароводяной смеси.

По мере движения и обогрева на стенке образуется все большее количество пузырьков пара, которые затем, сливаясь друг с другом, образуют сплошную паровую пленку, отделяющую поток жидкости от обогреваемой стенки и резко ухудшающую теплоотдачу. Явление резкого ухудшения теплоотдачи при смене пузырькового режима кипения пленочным называют *кризисом кипения*, а тепловую нагрузку, соответствующую этой смене режимов, — *критической* $q_{кр}$.

С наступлением кризиса кипения (точка 2) увеличивается слой перегретого пара у теплообменной стенки, резко падает коэффициент теплоотдачи и потому этот процесс сопровождается стремительным повышением температуры стенки. Обычно такой режим завершается разрывом парообразующей трубы (точка 3). Описанная температурная характеристика парообразующей трубы наблюдается при больших тепловых нагрузках и значительной толщине парового слоя у перегретой стенки при пузырьковом режиме кипения.

Дисперсно-кольцевая форма характеризуется движением насыщенного пара, в котором капельки жидкости распределены в потоке пара, а вдоль стенки течет водяная пленка (рис. 10.2, б). В отсутствие обогрева толщина водяной пленки устанавливается соотношением расходов воды и пара, количеством влаги, орошающей стенку и выделяющейся из ядра потока, и количеством влаги, удаляемой со стенки вследствие срыва и механического уноса потоком пара. Для обогреваемой

трубы на толщину водяной пленки сильное влияние оказывает, кроме того, интенсивность обогрева. Сплошная водяная пленка еще обеспечивает нормальный отвод теплоты от поверхности нагрева, благодаря чему температура стенки поддерживается на допустимом уровне (линия 1'-2'). С дальнейшим обогревом водяная пленка сначала утоняется вследствие выпаривания и срыва — на стенке остается микропленка. При определенной тепловой нагрузке микропленка разрушается, появляются отдельные островки и ручейки на стенке, число и размеры которых в процессе парообразования уменьшаются. На стенке образуется сплошной паровой слой, а в ядре потока движется слабо перегретый пар, содержащий капли воды, концентрация которых по мере движения уменьшается. В этих условиях капли жидкости могут уже не достигать стенки. Кроме того, капля, попадая в более горячую зону, испаряется. Усиление испарения с более горячей стороны (у стенки) выталкивает каплю в поток. Теперь теплота передается через сплошной паровой слой, резко уменьшается коэффициент теплоотдачи, а температура стенки соответственно резко увеличивается (точка 2' на рис. 10.2,б). Наступает кризис кипения. В отличие от предыдущего кризиса, возникающего в результате перехода пузырькового кипения в пленочное при пузырьковом течении и умеренном паросодержании, этот кризис вызывается сменой дисперсно-кольцевого течения дисперсным и полным высыханием пленки при высоком паросодержании потока. *Кризис кипения с полным высыханием пленки* может быть даже при малой тепловой нагрузке и сравнительно высоком коэффициенте теплоотдачи, так как в этом режиме течения почти вся жидкая фаза превращается в пар. Последний имеет большой удельный объем, и потому линейная скорость потока существенно увеличивается. Кризис кипения, связанный с высыханием пленки, не приводит к столь значительному повышению температуры стенки (линия 2'-3'), как в предыдущем случае.

Кризис кипения в условиях одностороннего обогрева парообразующих труб. Изложенные выше механизм возникновения кризиса кипения и закономерности его протекания относятся к вертикальным трубам при подъемном движении в них рабочей среды и равномерном обогреве по всему периметру трубы.

В современных мощных паровых котлах основные парообразующие поверхности представляют собой настенные топочные экраны, обогреваемые неравномерно по периметру. Характер распределения тепловой нагрузки по периметру трубы настенного топочного экрана показан на рис. 10.3. Наиболее интенсивный

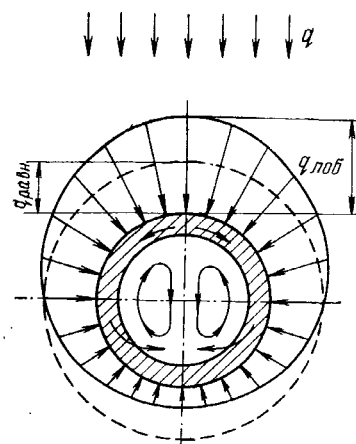


Рис. 10.3. Распределение теплоты при одностороннем обогреве гладкой трубы.

обогрев приходится на лобовую образующую, обращенную в топочную камеру, наименьший обогрев — на тыльную часть периметра, обращенную к обмуровке. Неравномерный обогрев вызывает поперечную циркуляцию, способствующую перетеканию рабочей среды из области слабообогреваемых участков периметра к интенсивно обогреваемым участкам, возникает также растечка теплоты по периметру за счет теплопроводности металла. Оба обстоятельства активизируют охлаждающее действие рабочей среды и потому тормозят возникновение кризиса кипения. Поэтому в неравномерно обогреваемых по периметру трубах кризис кипения возникает при значительно более высоких значениях $q_{кр}$, чем в трубах, обогреваемых по всему периметру равномерно. Это означает, что при проектировании поверхностей нагрева с односторонним обогревом можно предусматривать большие форсировки и принимать $q_{кр}^{лоб} > q_{кр}^{равни}$ (см. рис. 10.3). Повышению допустимых нагрузок без наступления кризиса теплообмена способствует также искусственная турбулизация потока с помощью винтовых вставок, спиральной нарезки на внутренней поверхности трубы и т. д.

10.3. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПО ДЛИНЕ КАНАЛА

Прямолинейные каналы. Изменение температуры рабочего тела по водопаровому тракту барабанного и прямоточного котлов ДКД показано на рис. 10.4. При любой системе котла в экономайзере температура питательной воды $t_{п.в}$ повышается до насыщения (в пределе), в парообразующих трубах получаемая от стенки теплота затрачивается на парообразование практически с сохранением постоянства температуры пароводяной смеси t' ,

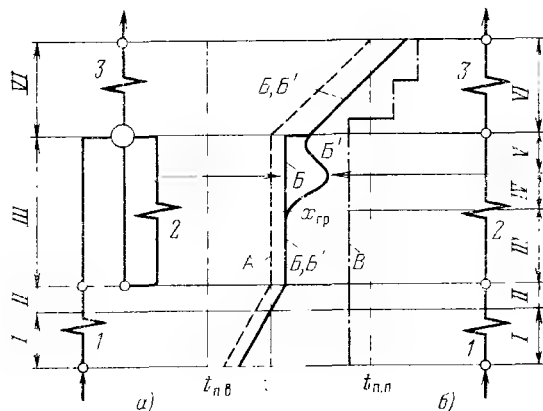


Рис. 10.4. Изменение температуры по водопаровому тракту барабанного (а) и прямоточного (б) котла ДКД. 1 — экономайзер; 2 — парообразующие трубы; 3 — пароперегреватель; А — температура рабочего тела; В — температура стенки барабанного котла; В' — то же прямоточного котла; В — допустимая температура металла.

а в перегревателе температура пара повышается до расчетного значения $t_{п.п.}$.

На участке экономайзера I температура потока $t_{п}$ и стенки $t_{ст}$ ниже температуры насыщения: $t_{п} < t'$; $t_{ст} < t'$. Теплофизические свойства воды в пристенном слое мало изменяются с температурой. В этих условиях теплоотдача подчиняется законам конвективного теплообмена

$$Nu_{п} = c Re_{п}^{0.8} Pr_{п}^{0.4}, \quad (10.1)$$

где

$$Nu_{п} = \frac{\alpha d}{\lambda_{п}}; \quad Re_{п} = \frac{w_{п} d}{\mu_{п}}; \quad Pr_{п} = \frac{c_{р.п} \mu_{п}}{\lambda_{п}}.$$

Индекс «п» означает, что в качестве определяющей температуры принята температура потока. Для прямолинейных каналов $C = 0,023$.

Теплообмен совершается при температурном напоре $\Delta t = t_{ст} - t_{п} = q/\alpha_2$. На участке экономайзера теплообмен между стенкой и водой протекает при слабом обогреве ($q \approx 5-10$ кВт/м²) и высоких значениях коэффициента теплоотдачи [$\alpha_2 = 2-5$ кВт/(м²·К)] и потому температура стенки превышает температуру воды всего лишь на несколько градусов.

На участке II температура потока $t_{п} < t'$, но температура стенки $t_{ст} > t'$. Это означает, что на стенке уже началось парообразование — поверхностное кипение. Образовавшиеся пузырьки пара, переходя в поток, конденсируются. Здесь поток воды прогревается в пределах до t' . Это тоже зона экономайзера, но теплообмен в ней более интенсивный, чем на участке I.

По мере дальнейшего подвода теплоты начинается устойчивое развитое пузырьковое

кипение: $t_{п} = t'$, а $t_{ст} > t'$. В этой зоне кипения (участок III) теплообмен протекает независимо от скорости потока (при скоростях, характерных для паровых котлов), но определяется интенсивностью обогрева q и теплофизическими свойствами жидкости и пара на линии насыщения. Последние однозначно связаны с давлением p , и в диапазоне давлений 0,4—16 МПа коэффициент теплоотдачи в зоне развитого кипения определяется по приближенной эмпирической формуле

$$\alpha_{кип} \approx 0,34 p^{0.43} q^{0.7}. \quad (10.2)$$

Теплообмен протекает при значительных коэффициентах теплоотдачи [$\alpha_2 \approx 50-100$ кВт/(м²·К)] и потому даже при очень интенсивном обогреве, какое только возможно в высокофорсированных топках паровых котлов и отсутствии отложений (см. § 10.4), температура стенки незначительно превышает температуру потока. Такие условия имеют место на всем протяжении парообразующих труб барабанных котлов (участок III), в которых благодаря высокой кратности циркуляции массовое паросодержание x даже на выходе ограничено (менее 20%). В прямоточных котлах паросодержание по длине труб изменяется в пределах $0 < x < 1$. На участках парообразующих труб, когда значение x сравнительно невелико вследствие развитого кипения, α_2 также весьма значительно и рассчитывается тоже по формуле (10.2). В этих условиях $t_{ст}$ близко к t' .

Начиная с некоторого значения паросодержания $x_{гр}$, зависящего от давления и интенсивности обогрева, наблюдается значительный рост температуры стенки (кризис кипения, связанный с высыханием пленки, см. § 10.2), свидетельствующий об ухудшении теплообмена (участок IV). Для этого участка с известным приближением можно полагать, что коэффициент теплоотдачи к пароводяной смеси ($\alpha_{пл}$) в зоне $x > x_{гр}$, т. е. после наступления кризиса кипения, изменяется примерно пропорционально линейной скорости пароводяной смеси $w_{см}$ в степени 0,8; такая же закономерность и для коэффициента теплоотдачи к сухому насыщенному пару α'' . Поэтому

$$\frac{\alpha_{пл}}{\alpha''} \approx \left(\frac{w_{см}}{w''} \right)^{0.8}. \quad (10.3)$$

Допущение о движении в зоне ухудшенного теплообмена пароводяной смеси как однородной среды в первом приближении позволяет определить коэффициент теплоотдачи так же, как и для сухого насыщенного пара, средняя скорость которого равна скорости смеси

$$\frac{w_{см}}{w''} = x + \frac{p''}{p'} (1 - x). \quad (10.4)$$

3. Л. Миропольским предложена формула для расчета $\alpha_{пл}$ в зоне ухудшенного теплообмена [68]. Негомогенность среды в этой зоне при паросодержании несколько меньше 1 учитывается поправочным коэффициентом негомогенности y :

$$Nu_{пл} = c (Re'')^{0,8} Pr_{ст}^{0,8} \left[x + \frac{p''}{p'} (1 - x) \right]^{0,8} y, \quad (10.5)$$

где

$$Nu_{пл} = \frac{\alpha_{пл} d}{\lambda'''} \quad \text{и} \quad Re'' = \frac{(w p) d}{\mu'''},$$

Коэффициент негомогенности y , зависящий от паросодержания и отношения ρ'/ρ'' , определяется по эмпирической формуле

$$y = 1 - 0,1 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)^{0,4} (1 - x)^{0,4}.$$

После достижения максимума температуры обогреваемых труб снижается, что связано с интенсификацией теплообмена при увеличении линейной скорости пара в зоне безостаточного выпаривания жидкой фазы (участок V). На границе сечений III—VI для барабанного и V, VI прямоточного котлов массовое паросодержание достигает $x=1$, а энтальпия i'' . Дальнейший подвод теплоты приводит к перегреву пара.

В области пароперегревателя (участок VI) теплоотдача к перегретому пару снова ухудшается и независимо от типа котла температура металла труб повышается. В этой области снова вступают в силу законы конвективного теплообмена однофазной среды, но для перегретого пара

$$Nu_{п} = c Re_{п}^{0,8} Pr_{ст}^{0,8} \quad (10.6)$$

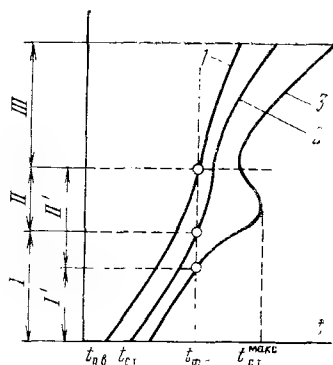
При ухудшенных режимах теплообмена значение α_2 существенно меньше, чем при развитии кипения, однако достаточно, чтобы при выборе соответствующей массовой скорости потока обеспечить надежную работу металла поверхностей нагрева (см. § 10.2).

С ростом давления уменьшается поверхностное натяжение и теплообмен ухудшается при меньших значениях $x_{гр}$. Такое же влияние на $x_{гр}$ оказывает и повышение тепловой нагрузки вследствие ускоренного испарения влаги в трубах.

В эксплуатации в результате воздействия режимных факторов место перехода в область ухудшенного температурного режима может перемещаться по длине парообразующей трубы. На границе перехода к ухудшенному температурному режиму металл подвержен изменениям температуры, приводящим к тепловой усталости. Для уменьшения амплитуды коле-

Рис. 10.5. Температура стенки и потока по водопаровому тракту котла СКД.

1 — температура потока; 2 — температура стенки при низких q ; 3 — температура стенки при высоких q .



баний температуры металла ограничивают температурный напор между внутренней стенкой трубы и потоком в области перехода к ухудшенному теплообмену ($\Delta t \leq 80^\circ\text{C}$). Это достигается обеспечением достаточной скорости потока.

Общая картина изменения температуры потока и стенки в прямоточном вертикальном контуре СКД для различной интенсивности обогрева показана на рис. 10.5. Всю область генерации пара условно можно разделить на три участка теплообмена: I или I' — подогрев воды, II или II' — псевдокипение и III — перегрев пара. В области I температура потока и стенки при данном давлении меньше температуры условного фазового перехода $t_{ф.п.}$. Теплофизические свойства рабочего тела в пристенном слое изменяются мало. В этих условиях теплоотдача подчиняется законам конвективного теплообмена и расчет теплообмена выполняется в соответствии с (10.1). На участке I температура стенки медленно повышается, следуя за изменением температуры потока.

На участке II температура потока также остается ниже $t_{ф.п.}$, но температура стенки превышает ее. Поэтому в пристенном слое теплофизические свойства потока могут существенно отличаться от теплофизических свойств основного потока (см. § 9.5), что приводит к существенным особенностям теплообмена в этой зоне; интенсифицируется теплообмен при низких q (линия 2 на рис. 10.5) и, наоборот, ухудшается теплоотдача при высоких q (линия 3). На рис. 10.6 показано влияние q на α_2 в зоне фазового перехода: если при малых q значения α_2 имеют максимум, то при больших q они приобретают минимальные значения. Уменьшение скорости и увеличение тепловой нагрузки расширяет область удельных энтальпий с ухудшенным теплообменом.

Особенности теплообмена при СКД в этой зоне обусловлены двумя главными факторами: воздействием переменности свойств потока на процессы турбулентного обмена и по-

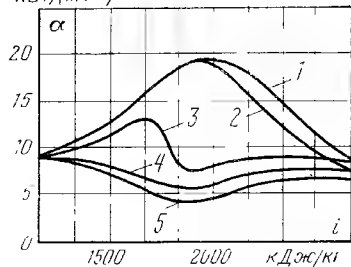
$\kappa \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$


Рис. 10.6. Влияние энтальпии среды и теплового потока на коэффициент теплоотдачи при СКД.

$p=24$ МПа,
 $\omega p=700$ кг/(м² · с);
 $q, \kappa \text{Вт}/\text{м}^2$: 1—350; 2—520;
 3—640; 4—750; 5—870.

явлением заметных термогравитационных сил — свободной конвекции. Значение термогравитационных сил характеризуется отношением Gr/Re^2 . При $Gr/Re^2 < 10^{-2}$ можно не учитывать влияние свободной конвекции, и теплоотдача при вертикальном подъемном течении рассчитывается по формуле В. С. Протопопова [56]

$$Nu_n = Nu_0 \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,n}} \right)^n \left(\frac{p_{ст}}{p_n} \right)^m, \quad (10.7)$$

в которой Nu_0 — значение числа Nu для изотермических условий:

$$Nu_0 = \frac{\frac{\xi}{8} Re_n Pr_n}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (Pr^{2/3} - 1)}}. \quad (10.8)$$

Кроме известных обозначений: число Грасгофа

$$Gr = \frac{g(p_n - p_{ст}) d^3}{\nu^2 p_n};$$

коэффициент гидравлического сопротивления $\xi = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$;
 средняя теплоемкость

$$\bar{c}_p = \frac{t_{ст} - t_n}{t_{ст} - t_n};$$

теплоемкость потока $c_{p,n}$;

плотность потока соответственно при температуре потока и температуре стенки ρ_n и $\rho_{ст}$.

Показатели степени n и m даются эмпирическими формулами [56].

При $Gr/Re^2 = 10^{-2} \pm 0,4$ теплоотдача ухудшается из-за частичного вырождения турбулентности потока при подъемном течении вследствие большого вклада гравитационных сил. Для этих условий расчет ведется с поправкой на влияние свободной конвекции, т. е. значения Gr/Re^2 [56].

Режимы, соответствующие кривой 3 (см. рис. 10.5), возникают при $q > q_{гр}$ для заданного ωp или же при $q/\omega p > [q(\omega p)]_{гр}$ [2].

На участке III температура потока превышает $t_{ф,п}$ и теплообмен подчиняется закономерностям для перегретого пара [формула (10.6)].

Криволинейные каналы. Трубная система поверхностей нагрева паровых котлов и парогенераторов, кроме прямолинейных элементов, содержит большое количество криволинейных участков в виде трубной системы цилиндрических циклонных предтопок, витых трубных пакетов парогенераторов АЭС, гибов труб многоходовых панелей топочных экранов, гибов труб у амбразур горелочных устройств, лючков и др.

Отличительной особенностью движения жидкости в криволинейных каналах являются центробежные силы, направленные от внутренней образующей гiba к наружной. Под действием этих сил жидкость, находящаяся в ядре потока, как более плотная и потому обладающая большей кинетической энергией, отжимается к наружной образующей гiba, вытесняя при этом жидкость с меньшей плотностью. Вытесненная жидкость, двигаясь симметрично вдоль боковых стенок канала, поступает к внутренней образующей гiba. Жидкость, поступающая из ядра потока, теряет часть своей энергии на трение вблизи стенки и непрерывно вытесняется новыми порциями из ядра потока. Следовательно, в криволинейных каналах, кроме основного осевого потока жидкости, возникает еще поперечное движение двух встречных симметричных вихрей — вторичная циркуляция (рис. 10.7).

Наличие двух симметричных вихрей, направленных навстречу друг другу, приводит к образованию у внутренней образующей гiba узкой полоски поверхности с сравнительно менее активным охлаждением, что заметно ухудшает теплоотдачу в этой локальной зоне.

Гидравлическое сопротивление в криволинейном канале при прочих равных условиях больше, чем для прямой трубы; объясняется это усилением обмена энергией в поперечном сечении потока, вызванного поперечной циркуляцией жидкости.

Критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$, отвечающее переходу ламинарного движения в турбулентное, для криволинейных каналов также выше, чем для прямых труб, причем эта разница тем ощутимее, чем больше отношение d/D , т. е. больше кривизна.

Вторичная циркуляция в целом интенсифицирует теплообмен. Вместе с тем она создает такое распределение скоростей и плотностей жидкости в поперечном сечении канала, которое

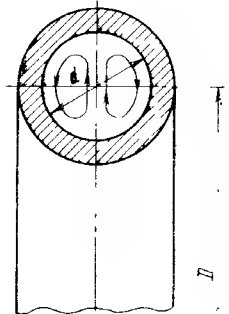


Рис. 10.7. Циркуляция рабочей среды в поперечном сечении криволинейного канала.

вызывает неравномерный теплообмен по его периметру. Ухудшение теплообмена, а следовательно, и ухудшение температурного режима наблюдается на внутренней образующей гiba; на наружной образующей условия теплоотдачи лучше, а температура стенки ниже.

10.4. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПО ПЕРИМЕТРУ СЕЧЕНИЯ КАНАЛА

На рис. 10.8 показаны поля воспринятой теплоты по наружной поверхности при одностороннем обогреве применительно к условиям работы топочных экранов для сечений труб двух типов: гладкой и плавниковой с симметричными плавниками. Из рис. 10.8 следует, что, несмотря на различие в распределении тепловых потоков по периметрам гладкой и плавниковых труб, тепловая нагрузка в окрестности лобовой точки у них примерно одинакова. Различие в тепловой нагрузке по периметру у обеих труб приводит к растечке теплоты по металлу от лобовой зоны, где тепловая нагрузка выше, к тыльной части, где она существенно ниже. У плавниковой трубы, кроме того, теплота перетекает вдоль плавника — от вершины к его основанию (корню). В результате тепловая нагрузка под корнем плавника существенно возрастает и при определенных условиях температура в этой зоне поперечного сечения может оказаться больше, чем на лобовой стенке.

Для надежной работы металла важно, чтобы отвод теплоты от поверхности нагрева протекал при приемлемой температуре стенки, т. е. температуре, допускающей длительную нормальную работу металла. Под *расчетной температурой металла труб* $t_{ст}$ понимается наибольшее местное значение температуры стенки, вычисленное с учетом неравномерностей тепловосприятия по сечению газотока и периметру трубы, растечки теплоты по стенке, гидравлической и конструктивной нетождественности змеевиков.

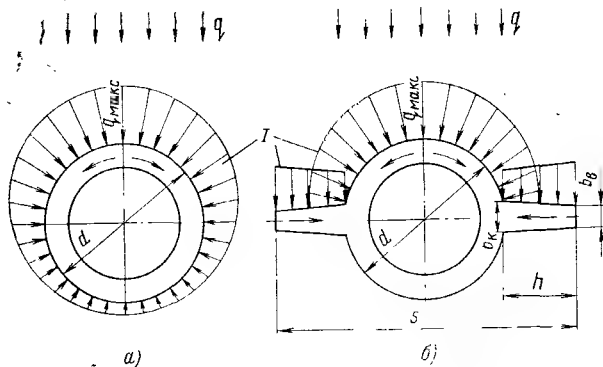


Рис. 10.8. Тепловые поля в экранной трубе.
а — гладкая; б — плавниковая; 1 — эпюра подводимого тепла.

Гладкие трубы. При равномерном тепловом поле трубы температура стенки на ее внутренней стороне зависит от температуры рабочей среды $t_{p.c}$, интенсивности обогрева q (на внутренней поверхности $q_{вн}$), коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки к рабочей среде α_2 и в отсутствие внутренних отложений определяется по формуле

$$t_{ст}^{вн} = t_{p.c} + \frac{q_{вн}}{\alpha_2}. \quad (10.9)$$

В основу расчета длительной прочности труб принимается средняя по толщине температура металла стенки

$$t_{ст} = t_{p.c} + q \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{(1 + \beta) \lambda_{ст}} \right]. \quad (10.10)$$

Температура наружной поверхности стенки трубы выше средней. Она служит для оценки вероятности окалинообразования. С учетом термического сопротивления стенки для равномерно обогреваемой по всему периметру трубы она определяется по формуле

$$t_{ст}^n = t_{p.c} + q \left[\frac{1}{\alpha_2} + \frac{2\delta_{ст}}{(1 + \beta) \lambda_{ст}} \right]. \quad (10.11)$$

Кроме известных уже величин, здесь $\delta_{ст}$ — толщина и теплопроводность стенки; $\beta = d_n/d_{вн}$ — отношение наружного диаметра трубы к внутреннему.

Для работы металла при заданном значении α_2 наиболее неблагоприятно сочетание высокой температуры рабочей среды и интенсивного обогрева. Поэтому при оценке надежности работы металла поверхностей нагрева проверяют температуру стенки при различных сочетаниях $t_{p.c}$ и q , имеющих место в каждой конкретной конструкции.

Температурное поле может быть неодинаковым по периметру поперечного сечения, если неравномерен подвод теплоты к наружной поверхности (односторонний обогрев топочных экранов, поперечное обтекание труб конвективных поверхностей) или неравномерный отвод теплоты от внутренней поверхности (расслоение потока по фазам при ДКД или по плотности при СКД). Неравномерное поле температуры в поперечном сечении канала приводит к растечке теплоты по стенке от участков с наибольшей температурой к участкам, где температура металла ниже. С учетом растечки теплоты формула приобретает вид:

$$t_{ст}^n = t_{p.c} + \mu \beta q_{\max} \left[\frac{1}{\alpha_2} + \frac{2\delta_{ст}}{(1 + \beta) \lambda_{ст}} \right], \quad (10.12)$$

где $q_{\max}$ — тепловая нагрузка в точке максимального тепловыделения; μ — коэффициент растечки (перетока) теплоты по сечению трубы.

Под *коэффициентом растечки* в данной точке трубы понимают отношение истинной

температуры к температуре, которая была бы при равномерном обогреве трубы тепловым потоком $q_{\max}$.

Наиболее существенна неравномерность температурного поля в горизонтальных трубах при ДКД и трубах любой ориентации, работающих в зоне больших теплоемкостей рабочей среды при СКД.

При СКД в сравнительно узком диапазоне температуры происходит весьма существенное изменение теплофизических свойств рабочей среды (рис. 9.6). В условиях обогрева вертикальных труб это приводит к градиенту плотности по радиусу с образованием области меньшей плотности и теплопроводности, прилегающей к теплообменной поверхности, где температура выше. По этой причине снижается интенсивность теплоотдачи и ухудшается температурный режим поверхности нагрева.

В горизонтальных трубах диаметром более 15—20 мм даже в условиях равномерного обогрева по периметру внутренний теплообмен в верхней части намного хуже, чем в нижней, что обусловлено асимметрией потока смеси вследствие влияния гравитационных сил. Поэтому диапазон ухудшенного теплообмена в горизонтальных трубах больше, чем вертикальных. В наклонных трубах даже при равномерном обогреве по периметру при определенных условиях также может возникнуть несимметричное течение двухфазного потока, приводящее к ухудшению теплоотдачи в верхней части трубы. Поэтому в наклонных трубах область ухудшенного теплообмена больше по сравнению с вертикальными, но меньше, чем в горизонтальных.

При ДКД и расслоенном режиме течения теплообмен несимметричен и температуры стенок верхней и нижней образующих трубы различны (рис. 10.9). Он у верхней образующей трубы хуже, чем у нижней, где темпе-

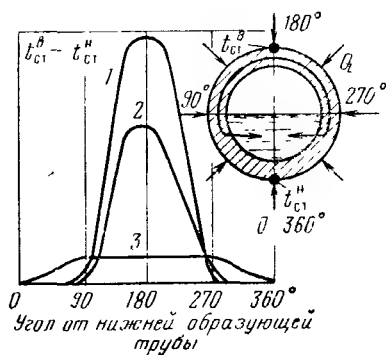


Рис. 10.9. Перегрев верхней образующей горизонтальной трубы по сравнению с нижней при расслоенном режиме течения.

1—3 — p равно соответственно 11; 18 и 22,4 МПа.

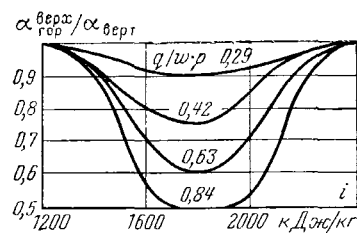


Рис. 10.10. Отношение $\alpha_{гор}^{верх} / \alpha_{верт}$ при СКД ($p = \text{const}$).

ратура стенки близка к температуре насыщения. Это связано с режимами течения двухфазного потока в горизонтальных трубах, в которых под воздействием гравитационных сил поток расслаивается (см. § 9.3). Образующиеся при расслоении волны периодически захлестывают перегретую стенку. Повторяющиеся всплески воды вызывают резкое охлаждение. Переменная температура приводит к повреждению с усталостного характера. Поэтому в котлах с естественной циркуляцией, характеризующихся малой скоростью потока в парообразующих трубах, горизонтальные трубы не обогревают. В прямоточных котлах скорость потока существенно выше и потому в широком диапазоне нагрузок расслоение не возникает.

Перегрев Δt верхней образующей трубы по сравнению с нижней при расслоении несколько уменьшается из-за растечки (перетока) теплоты по сечению трубы с увеличением толщины стенки и ее теплопроводности.

При СКД в горизонтальных трубах рабочая среда расслаивается по плотности в вертикальном направлении. Поэтому при прочих равных условиях температура стенки верхней образующей трубы больше температуры стенки вертикальной трубы. Отношение $\alpha_{гор}^{верх} / \alpha_{верт}$ зависит от энтальпии потока и параметра $q/w\rho$ (рис. 10.10).

Плавниковые трубы. Ранее уже отмечалось, что при одинаковых условиях обогрева тепловая нагрузка в окрестности лобовой точки гладкой и плавниковой труб примерно одинакова. Это позволяет вести расчет температуры стенки лобовой образующей плавниковых труб топочных экранов (односторонний и одинаковый обогрев параллельных труб) так же, как и для гладких труб [см. формулу (10.12)].

Для оценки надежности важно знать температуру металла в вершине плавника, которая по данным [58] применительно к симметричному полю температур (одинаковый диаметр свариваемых труб; температуры среды и коэффициенты теплоотдачи α_2 у обеих труб одинаковы) записывается в виде

$$t_{\text{в}} = t_{\text{ж}} + k_{\text{с}} \Delta t_{\text{пл}}. \quad (10.13)$$

Коэффициент учета влияния сварных швов k_c определяется по справочным данным. Перепад температур между корнем и вершиной плавника

$$\Delta t_{пл} = \mu_{пл} \frac{q_{\max} H}{\lambda_{м.пл}} A. \quad (10.14)$$

Коэффициент формы плавника A учитывает влияние геометрических характеристик h/b_k и b_b/b_k (определяется по справочным данным).

Температура в корне плавника настенного топочного экрана записывается так

$$t_k = t_{p.c} + \beta \mu_k q_{\max} \left[\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_m} \frac{2}{(1 + \beta)} \right]. \quad (10.15)$$

Температура в корне плавника двусветного экрана

$$t_k = t_{p.c} + 2\beta \mu_k q_{\max} \left[\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_m} \frac{2}{(1 + \beta)} \right]. \quad (10.16)$$

По условиям обеспечения необходимой массовой скорости потока часто применяются многоходовые гидравлические системы в виде отдельных панелей или секций, через которые рабочая среда проходит, последовательно повышая свою энтальпию и температуру. Вместе с тем по отношению к теплоносителю (продуктам сгорания) эти панели располагаются параллельно и получают практически одинаковое количество теплоты. В этих условиях возникает несимметричное поле температур крайних труб соседних панелей. Если эти трубы свариваются между собой, как это имеет место в газоплотных экранах, то в них возникают значительные температурные напряжения из-за разности температур стыкуемых плавников. Эти напряжения могут явиться причиной повреждения свариваемых панелей.

Для газоплотных экранов с тепловой асимметрией возникает задача о распределении температуры в мембранной панели. Для решения такой задачи применяют принцип суперпозиции: при сложении внешних воздействий складываются и результаты от этих воздействий. Количество теплоты, воспринимаемой плавниковой трубой, складывается из двух составляющих: количества теплоты на цилиндрическом участке (от лобовой точки до корня плавника) и в плавнике. В каждом из этих участков создается свое индивидуальное поле температур, а их суммирование образует температурное поле плавниковой трубы.

При решении задачи в условиях тепловой симметрии (рис. 10.11,а) предполагается, что количество теплоты, воспринимаемой перемычкой, распределяется между трубами поровну, а максимум температуры находится на ее середине. При тепловой асимметрии (рис. 10.11,б) максимум температуры сдвинут в сторону трубы с меньшим температурным

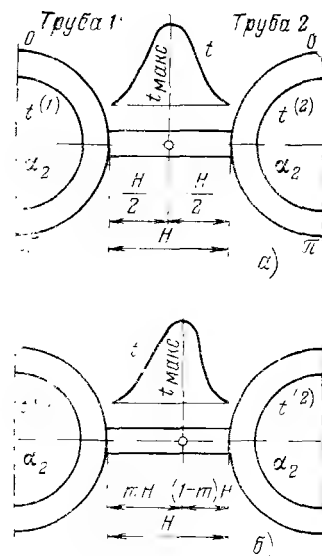


Рис. 10.11. Распределение температуры в перемычке в условиях тепловой симметрии $t^{(1)} = t^{(2)}$ (а) и асимметрии $t^{(1)} > t^{(2)}$ (б).

уровнем и распределением теплоты между трубами с общей перемычкой будет неодинаковым. Эта теплота между трубами распределится пропорционально длинам отрезков перемычки, на которые она делится точкой максимума температуры: для трубы с более высоким уровнем температуры длина mH , для трубы с меньшей температурой $(1-m)H$. В соответствии с принятой терминологией m — коэффициент смещенности максимума температуры. Расчет коэффициента смещенности приводится в специальной литературе [58].

Температурный режим плавниковой трубы определяется ее тепловыми и геометрическими параметрами. Характерные температурные поля показаны в виде избыточных температур (рис. 10.12), т. е. разностей температур металла и среды по развертке половины трубы. Для всех зависимостей характерно, что температура в лобовой зоне трубы и на вершине плавника имеет наибольшие значения. Между ними температура монотонно убывает от лобовой точки к плавнику. У края плавника температура существенно повышается, а по мере приближения к тыльной зоне трубы убывает.

Влияние отложений на температурный режим поверхностей нагрева. Ранее рассматривался температурный режим чистых (без отложений) поверхностей нагрева. Такие условия обеспечиваются правильной организацией протекания процессов получения пара. Вместе с тем в эксплуатации почти всегда существует потенциальная угроза образования отложений примесей, находящихся в воде

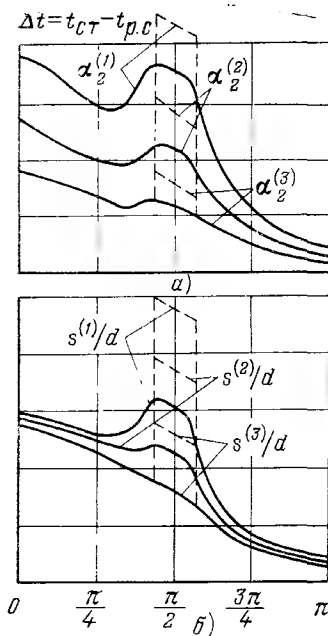


Рис. 10.12. Распределение температуры по наружной поверхности плавниковой трубы настенного экрана при различных значениях внутреннего коэффициента теплоотдачи α_2 ($\alpha_2^{(1)} < \alpha_2^{(2)} < \alpha_2^{(3)}$) (а) и относительного шага $s/d \times (s^{(1)} > s^{(2)} > s^{(3)})$ (б).

в растворенном и взвешенном состояниях (см. гл. 14 и 15).

При наличии отложений на внутренней поверхности нагрева температура стенки определяется по формуле

$$t_{ст}^{вн} = t_{p.c} + q_{вн} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{отл}}{\lambda_{отл}} \right). \quad (10.17)$$

Чем больше слой отложений $\delta_{отл}$ и меньше их теплопроводность $\lambda_{отл}$, тем больше термическое сопротивление переходу теплоты от стенки к рабочей среде через этот слой, тем выше температура стенки. Теплопроводность отложений зависит от состава примесей в воде и колеблется в очень широких пределах: от 0,1—0,5 Вт/(м·К) для минеральных и до 3—5 Вт/(м·К) для железистых отложений. Поскольку теплопроводность отложений существенно ниже теплопроводности металла, поэтому даже небольшие отложения при толщине слоя в десятые доли миллиметра и интенсивном обогреве, характерном для топочных экранов, могут приводить к высоким значениям температур, недопустимым по условиям надежной работы металла поверхностей нагрева. Слой отложений растет со временем работы агрегата, и это ограничивает длительность непрерывной его работы. Поэтому одной из важнейших задач является предотвращение или ограничение образования отложений на поверхностях нагрева со стороны рабочей среды (подробно — см. гл. 15).

Удельные тепловые нагрузки на поверхности твэлов достигают очень высоких значений (1000 кВт/м² и более). При столь высоких тепловых нагрузках расширяется вероятность возникновения ухудшенных режимов охлаждения твэлов.

Парогенерирующие каналы реакторов имеют сложную форму. В реакторостроении широкое применение получили поверхности нагрева, выполненные в виде пучков выделяющих теплоту стержней, между которыми проходит теплоноситель и омывает их продольно.

Особенности геометрии межстержневых каналов оказывают существенное влияние на гидродинамику рабочей среды: расходы по ячейкам стержневого пучка могут оказаться неодинаковыми, неодинакова также скорость рабочей среды по сечению каждой индивидуальной ячейки. Поэтому условия охлаждения стержней по периметру могут оказаться различными. При неодинаковом теплоотводе, всегда имеющем место по сечению активной зоны, особенно в условиях интенсивного обогрева и характерном для атомных реакторов, различие в расходах рабочей среды в ячейках и по периметру стержней приводит к различию удельного тепловосприятия $dq/d(\omega p)$ (на единицу расхода охлаждающей жидкости) и возникновению температурных градиентов между стержнями. Отсутствие активного турбулентного обмена жидкости между ячейками через малые межстержневые зазоры могут еще в большей степени повлиять на распределение поля скоростей рабочей среды из-за возникновения деформации — прогиба стержней под действием температурных градиентов.

Основными параметрами, влияющими на критический тепловой поток, при котором возникает ухудшенный температурный режим поверхностей нагрева, являются: паросодержание x , массовая скорость ωp и давление p . Для системы параллельных каналов кипящего реактора эти параметры являются средними, если каждый из них получает одинаковое количество рабочей среды, так что качественная картина кризиса в пучках стержней остается той же, что и в трубах, но количественные соотношения оказываются существенно иными. Различие в удельном тепловыделении или тепловосприятии в отдельных ячейках с учетом всех геометрических особенностей сборки и условий их эксплуатации приводит к неравномерностям расхода ωp и паросодержания x . В результате в силу убывающей зависимости $q_{кр}$ от x более вероятно возникновение кризиса кипения в межтрубном зазоре при предельных паросодержаниях, более низких, чем в трубах.

Для обеспечения возможности увеличения мощности канала на его выходном участке устанавливают завихрители потока различной конструкции; часто они выполнены заодно с дистанционирующими элементами. Под действием завихрителей находящиеся в ядре потока капли воды отбрасываются к стенке, пополняя движущуюся по ней пленку жидкости. В итоге кризис, связанный с высыханием жидкой пленки, затягивается, и становится возможной работа парогенерирующего реактора с повышенным паросодержанием смеси на выходе.

Расчетные методы определения теплоотдачи при турбулентном течении недоретой до кипения жидкости в каналах с правильными решетками стержневых пучков базируются на экспериментальных исследованиях.

В парогенераторах, работающих в комплексе с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением, а также с реакторами на быстрых нейтронах, охлаждаемых натрием, рабочее тело в процессе испарения проходит все те же стадии, что и в паровых котлах на органическом топливе. Важно только иметь в виду, что ухудшение теплоотдачи в этих парогенераторах не при-

водит к выходу аппаратов из строя, так как температура их элементов не может превысить температуру греющего теплоносителя. Однако увеличение протяженности закризисной зоны, где интенсивность теплоотдачи низка (см. § 10.2), ведет к увеличению габаритов парогенератора или снижению его производительности.

Кроме того, в зоне высыхания жидкой пленки теплопередающая стенка попеременно омывается то жидкостью, то паром. Возникающие пульсации температуры стенки (при обогреве жидким металлом они могут быть весьма значительными) порождают пере-

менные напряжения в металле, что в итоге может привести к образованию трещин в трубах.

Все эти явления возможны в парогенераторах, в которых рабочая среда движется в узких ячейках канала или самих каналах большой протяженности.

Вместе с тем кризис кипения в активной зоне реактора чрезвычайно опасен. Поэтому для предотвращения возможности его возникновения в ВВЭР теплоноситель первого контура имеет температуру на несколько десятков градусов ниже температуры кипения (запас до кипения).

Глава одиннадцатая

ГИДРОДИНАМИКА РАЗОМКНУТЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

11.1. КЛАССИФИКАЦИЯ РАЗОМКНУТЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Основные схемы разомкнутых гидравлических контуров поверхностей нагрева показаны на рис. 11.1. Для любой схемы надежность парогенерирующих каналов в большой степени зависит от устойчивости движения, т. е. постоянства расхода рабочей среды через параллельные трубы и каналы. При определенных режимных условиях (давление, массовая скорость, энтальпия среды на входе, интенсивность обогрева) в зависимости от конструкции парообразующих каналов в них может возникнуть неустойчивое движение потока — переменные расходы. Различают статическую и динамическую неустойчивость. Так как неустойчивость сама по себе является динами-

ческим процессом, понятие статическая неустойчивость условно.

В статически неустойчивом режиме расходы через отдельные трубы (каналы) не только различные, но изменяются и во времени со значительной частотой. Расходы в различных трубах могут оказаться недостаточными по условиям теплообмена. Переменные условия охлаждения труб и колебания температуры стенки вызывают тепловую усталость металла. В ряде случаев, особенно при переменных или нерасчетных режимах эксплуатации, может возникать динамическая неустойчивость движения (колебательная неустойчивость), выражающаяся в недопустимых пульсациях потока, приводящих из-за переменных расходов рабочей среды к уменьшению критических тепловых нагрузок, цик-

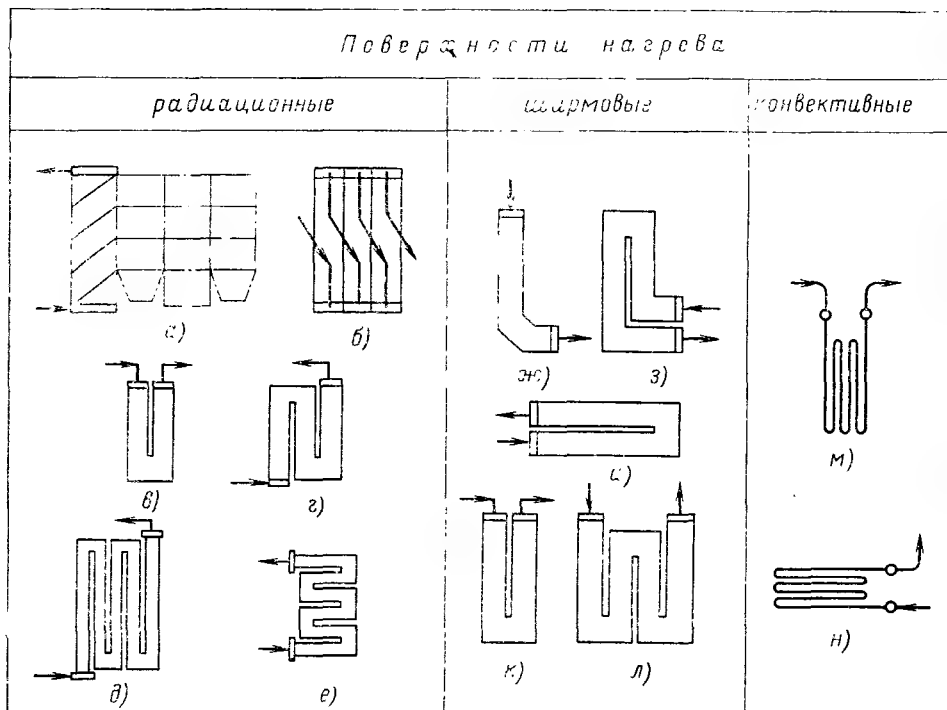


Рис. 11.1. Основные схемы гидравлических контуров поверхностей нагрева с принудительным движением рабочего тела.

а — горизонтальная навивка экранов; б — вертикальные панели; в — U-образная панель; г — N-образная панель; д — многоходовая панель с вертикальными трубами; е — многоходовая панель с горизонтальными трубами; ж — L-образная ширма; з — двойная L-образная ширма; и — горизонтальная ширма; к — U-образная ширма; л — многоходовая вертикальная ширма; м — вертикальный конвективный пакет; н — горизонтальный конвективный пакет.

лическим изменениям температуры обогреваемой стенки и в конечном итоге к аварийным ситуациям.

Поэтому из всех причин, вызывающих гидравлическую неравномерность, а следовательно, и тепловую разверку, требуют особого рассмотрения влияние неустойчивости гидродинамической характеристики, пульсация потока и влияние коллекторов на распределение потока по параллельным трубам. Перепад давления в обогреваемых трубах представляется в виде суммы $\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{уск} \pm \Delta p_{нив}$ (см. § 9.4). Обозначая гидравлические сопротивления $\Delta p_{г} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м}$, запишем:

$$\Delta p = \Delta p_{г} + \Delta p_{уск} \pm \Delta p_{нив}. \quad (11.1)$$

В прямоточных котлах с горизонтальными и слабонаклонными трубами (рис. 11.1, а) длина каждой трубы L достигает сотен метров, труба имеет большое число гибов и потому для них характерно значительное гидравлическое сопротивление $\Delta p_{г}$. Нивелирная составляющая $\Delta p_{нив}$ полного перепада давления в таком контуре невелика ввиду малой высоты контура в сравнении с развернутой длиной труб $H \ll L$. Сопротивление, вызванное ускорением потока $\Delta p_{уск}$, также невелико, особенно при высоком давлении. Следовательно, для контура с горизонтальным и слабонаклонным расположением труб полный перепад давления определяется гидравлическим сопротивлением

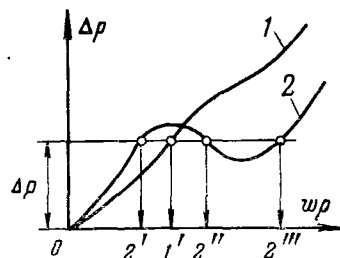
$$\Delta p \approx \Delta p_{г}. \quad (11.2)$$

Отличительная особенность контуров с вертикальным подъемным и вертикальным подъемно-опускным движением рабочей среды (рис. 11.1, б—д) — малое число ходов и потому относительно малая длина труб и малое число гибов. Гидравлическое сопротивление таких систем невелико. Однако ввиду вертикального расположения труб нивелирный напор составляет уже существенную часть полного перепада давления, особенно при малых нагрузках, когда вклад гидравлического сопротивления существенно меньше, тогда

$$\Delta p = \Delta p_{г} \pm \Delta p_{нив}. \quad (11.3)$$

Соотношение между $\Delta p_{г}$ и $\Delta p_{нив}$ в полном перепаде давления оказывает существенное влияние на гидравлическую устойчивость потока в прямоточных элементах. Гидравлическая устойчивость потока описывается *гидравлической характеристикой*, выражающей связь между расходом рабочей среды G и полным перепадом давления Δp , возникающим при ее движении, $\Delta p = f(G)$. При одинаковом диаметре всех труб элемента гидрав-

Рис. 11.2. Устойчивая (1) и неустойчивая (2) гидравлические характеристики.



лическая характеристика изображается в функции массовой скорости $\Delta p = f(\omega p)$.

Гидравлическая характеристика может быть однозначной, если общему перепаду давления в системе труб отвечает только один расход рабочей среды (рис. 11.2 кривая 1) и многозначной, когда общему перепаду давления соответствуют два и более различных расхода (кривая 2).

Природа неоднозначности гидравлической характеристики: изменение теплофизических свойств рабочей среды — удельного объема при переходе от одного расхода к другому (см. § 11.2) и влияние нивелирного напора (см. § 11.3). Положение осложняется еще тем, что влияние нивелирного напора различно при подъемном и опускном движении среды. Все это приводит к сложным аналитическим зависимостям, которые представляются графически для каждого конкретного объекта: гидравлическая схема, геометрические параметры трубной системы, давление, энтальпия рабочей среды на входе и др.

Независимо от схемы гидравлическая работа контура описывается гидравлической характеристикой. Учитывая, однако, описанные выше особенности гидравлических систем с горизонтальными и вертикальными каналами, гидравлические характеристики этих систем рассматривают отдельно.

11.2. ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ПОТОКА В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ПАРООБРАЗУЮЩИХ ТРУБАХ

Определяющим фактором, влияющим на гидравлическую характеристику парообразующих труб, является температура жидкости на входе в трубы. Она может быть равной и близкой к температуре насыщения при давлении на входе в трубы $t_{вх} \approx t'$ или существенно меньше этой температуры $t_{вх} < t'$.

При подаче в трубу воды, недогретой до кипения, парообразование начинается не с самого входа, а на некотором расстоянии от него. Вся длина трубы делится на два участка: экономайзерный и парообразующий (рис. 11.3). Длина этих участков зависит от соотношения расходов теплоты и воды.

Увеличение расхода воды при неизменном обогреве трубы приводит к увеличению длины

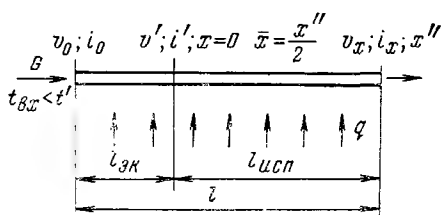


Рис. 11.3. Изменение параметров среды в обогреваемой трубе при $t_{вх} < t'$.

экономайзерного участка и соответствующему уменьшению парообразующего участка, что связано с уменьшением количества пара, выдаваемого обогреваемой трубой.

При наличии экономайзерного участка (рис. 11.3)

$$\Delta p = \frac{\xi}{2d} (\omega p)^2 \bar{v}_{ЭК} l_{ЭК} + \frac{\xi}{2l} (\omega p)^2 \bar{v}_{исп} (l - l_{ЭК}). \quad (11.4)$$

Значение удельного объема рабочей среды различно для экономайзерного и парообразующего участков. Различна также длина этих участков.

Удельный объем воды на экономайзерном участке мало изменяется в связи с чем

$$\bar{v}_{ЭК} = \frac{v_0 + v'}{2}. \quad (11.5)$$

На парообразующем участке удельный объем среды резко изменяется, и поэтому следовало бы принять его среднеинтегральное значение. Для равномерно обогреваемой по длине трубы достаточно точные результаты достигаются при линейном законе изменения паросодержания потока и поэтому

$$\bar{v}_{исп} = v' + \frac{x(v'' - v')}{2}. \quad (11.6)$$

При равномерном обогреве тепловая нагрузка l пог. м трубы $q_l = Q/l = \text{const}$. Тогда длина экономайзерного участка

$$l_{ЭК} = (i' - i_0) \frac{G}{Q} l = \frac{\Delta i_{нед}(\omega p) f}{q_l}. \quad (11.7)$$

Соответственно длина испарительного участка

$$l_{исп} = l - l_{ЭК}. \quad (11.8)$$

После подстановки $\bar{v}_{ЭК}$, $l_{ЭК}$, $\bar{v}_{исп}$ и $l_{исп}$ в (11.4) и расположения членов по степеням ωp получим кубическое уравнение

$$\Delta p = A(\omega p)^3 - B(\omega p)^2 + C(\omega p), \quad (11.9)$$

где

$$A = \frac{\xi(v'' - v') \Delta i_{нед} f}{4dq_l r}; \quad (11.10)$$

$$B = \frac{\xi l}{2d} \left[\frac{\Delta i_{нед}}{r} (v'' - v') - v' \right]; \quad (11.11)$$

$$C = \frac{\xi(v'' - v') l^2 q_l}{4fdr}. \quad (11.12)$$

При отсутствии недогрева воды на входе в парообразующую трубу $\Delta i_{нед} = i' - i_0 = 0$ и коэффициент A обращается в нуль, а коэффициент B изменяет свой знак на обратный. Тогда (11.9) примет вид

$$\Delta p = B(\omega p)^2 + C(\omega p), \quad (11.13)$$

квадратного уравнения, выражающего однозначную гидравлическую характеристику.

Формула (11.9) — это уравнение гидравлической характеристики парообразующей трубы при $\Delta i_{нед} > 0$, т. е. при наличии экономайзерного участка. Гидравлическая характеристика в этом случае выражается уравнением третьей степени, решение которого может иметь или один действительный и два мнимых корня или все три действительных корня. В первом случае характеристика $\Delta p = f(\omega p)$ не имеет экстремумов и общих точек с горизонтальной касательной (рис. 11.2, кривая 1); она однозначна, так как каждому значению перепада Δp отвечает только один расход рабочей среды ωp . Во втором — характеристика, выражающая кубическое уравнение, имеет точку перегиба и два экстремума; она многозначна — одному значению перепада Δp отвечают три разных расхода (кривая 2). Неоднозначность гидравлической характеристики вызывается тем, что при неизменном обогреве трубы, несмотря на увеличение расхода недогретой до кипения воды, объемная скорость смеси не возрастает, а, наоборот, падает. Увеличение расхода недогретой до кипения воды приводит к росту экономайзерного участка и количества теплоты, расходуемой на подогрев воды до кипения. Это соответственно уменьшает количество теплоты, остающейся на парообразование, и потому резко снижает скорости на выходе (рис. 11.4). Снижение скорости длится до тех пор, пока с увеличением расхода недогретой до кипения воды существует парообразующий участок. После прекра-

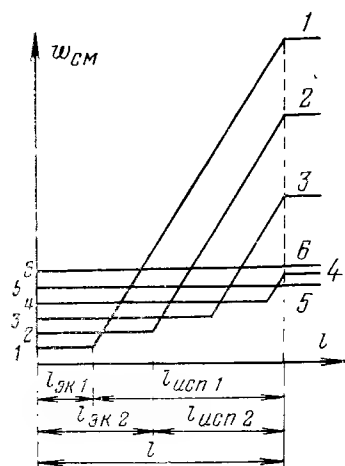


Рис. 11.4. Влияние расхода недогретой до кипения воды в парообразующей трубе на изменение скорости потока на выходе из нее.
1-6 — расходы воды.

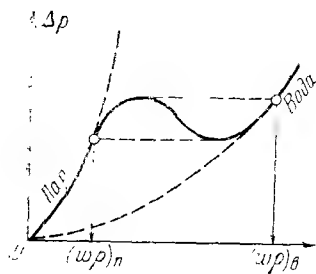


Рис. 11.5. Область гидравлической характеристики трубы, выдающей пароводяную смесь.

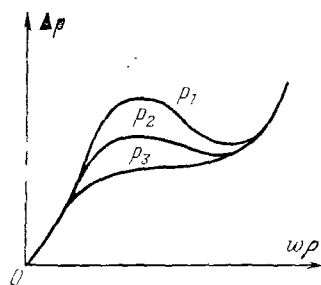


Рис. 11.6. Влияние давления на стабильность гидравлической характеристики ($P_1 < P_2 < P_3$).

шения парообразования дальнейшее увеличение расхода воды вызывает уже пропорциональное увеличение скорости по всей длине трубы. В соответствии с изменением скорости изменяется и гидравлическое сопротивление тракта. По мере увеличения расхода воды растет гидравлическое сопротивление экономайзерного участка $\Delta p_{\text{эк}}$, падает сопротивление парообразующего участка $\Delta p_{\text{исп}}$. В зависимости от сочетания составляющих $\Delta p_{\text{эк}}$ и $\Delta p_{\text{исп}}$ суммарное гидравлическое сопротивление тракта может с нагрузкой возрастать или падать в определенном диапазоне расходов, обуславливая при этом однозначную (стабильную) или многозначную (нестабильную) характеристику.

Рассмотрим гидравлическую характеристику прямооточного элемента, имеющую три действительных корня уравнения (11.9), рис. 11.5. При очень малых расходах воды $(\omega p) < (\omega p)_н$ и данном обогреве образуется перегретый пар, так как экономайзерный и испарительный участки практически отсутствуют и весь тракт превращается в пароперегреватель. При очень больших расходах воды $(\omega p) > (\omega p)_в$ располагаемой теплоты недостаточно для доведения ее до насыщения, парообразование отсутствует и весь канал превращается в экономайзер, выдающий воду. Для этих крайних случаев гидравлическая характеристика выражается уравнением параболы

$$\Delta p = \xi \frac{(\omega p)^2}{2} v, \quad (11.14)$$

из которого следует, что при одной и той же массовой скорости потока ωp сопротивление движению пара больше, чем для воды, так как $v_{\text{п}} > v_{\text{в}}$.

При образовании в тракте пароводяной смеси [область расходов $(\omega p)_н < (\omega p) < (\omega p)_в$] характеристика нестабильна и расходы могут изменяться с периодической выдачей пароводяной смеси резко различного паросодержания. Некоторые из паросодержаний по условиям теплоотдачи могут отказаться чрезмерными, не обеспечивающими надежного охлаждения труб.

Нестабильность гидравлической характеристики означает не только различные расходы через отдельные параллельно работаю-

щие трубы, объединенные общими коллекторами. Более опасны режимы, при которых через одну и ту же трубу изменяется расход воды, а это при постоянном обогреве вызывает колебание температуры стенки и появление в ней опасных напряжений тепловой усталости. Работа в таких условиях может завершиться повреждением парообразующих труб.

Поскольку основной причиной многозначности характеристики является большая разность удельных объемов пара и воды, то с повышением давления характеристика превращается в более стабильную, а движение рабочей среды становится более устойчивым (рис. 11.6).

Ранее уже отмечалось, что нестабильность характеристики связана с наличием экономайзерного участка. Поэтому, чем больше недогрев до кипения поступающей на вход воды, тем менее стабильна характеристика (рис. 11.7). Вместе с тем повышение входной температуры и доведение ее до значения, близкого к t' , опасно, так как при попадании пароводяной смеси во входной коллектор парообразующих труб будет наблюдаться сепарация пара из воды и поступление в одни трубы больше воды и меньше пара, а в другие, наоборот, больше пара и меньше воды. Резко неравномерные и к тому же неучтенные количества пара и воды могут привести к перегреву и даже пережогу труб, которые в топочной камере подвергаются достаточно интенсивному обогреву.

По указанным причинам прямооточные котлы выполняются с некипящим экономайзером. При этом отсутствие кипения должно обеспечиваться не только при расчетных условиях работы, но также при всех режимах и при сжигании любого топлива, на котором возможна работа парового котла.

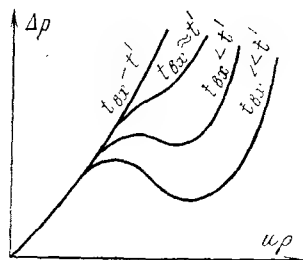


Рис. 11.7. Влияние недогрева воды до кипения на входе в парообразующую трубу на стабильность гидравлической характеристики ($p = \text{const}$).

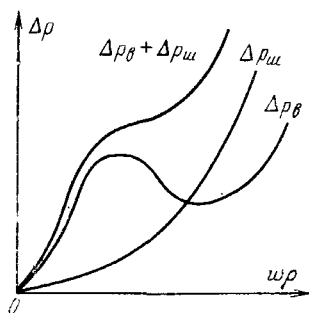


Рис. 11.8. Преобразование неустойчивой гидравлической характеристики в стабильную методом дросселирования потока, недогретого до кипения.

Неустойчивую характеристику можно преобразовать в стабильную, если на экономайзерном участке в гидравлическую систему ввести дополнительное сопротивление, изменяющееся с расходом рабочей среды по закону параболы. Суммированием исходной и дополнительной характеристик получают стабильную характеристику (рис. 11.8). Увеличение гидравлического сопротивления на экономайзерном участке обычно достигается двумя методами: увеличением сопротивления, сосредоточенного в дроссельных шайбах, либо увеличением сопротивления, рассредоточенного на значительной длине труб — так называемом ступенчатом витке.

Дроссельные шайбы. Дроссельные шайбы создают перепад давления, пропорциональный квадрату расхода проходящей через них однофазной среды

$$\Delta p_{ш} = \xi_{ш} \frac{(\omega p)^2}{2} v' = \Psi_{ш} (\omega p)^2, \quad (11.15)$$

где $\xi_{ш}$ — коэффициент сопротивления шайбы; $\Psi_{ш} = \xi_{ш} (v'/2)$.

Для получения квадратичной зависимости шайбы устанавливают на входе в парообразующие трубы, имеющие экономайзерный участок, т. е. на однофазной среде.

На основании уравнений (11.9) и (11.15) полное сопротивление труб с учетом шайбы описывается уравнением

$$\Delta p = A(\omega p)^3 + (\Psi_{ш} - B)(\omega p)^2 + C(\omega p). \quad (11.16)$$

Однако одного условия однозначности еще недостаточно, так как небольшие колебания перепада давления могут вызвать значительное изменение расхода (рис. 11.9). Поэтому к характеристике предъявляют также требование определенной степени крутизны, т. е. чтобы относительное изменение расхода рабочего тела превосходило относительное изменение перепада давлений не более чем в 3 раза.

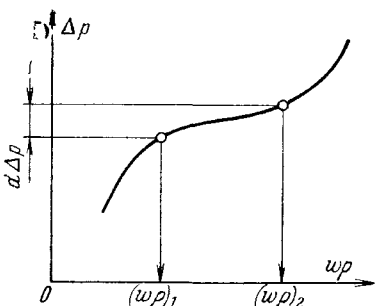


Рис. 11.9. Влияние недостаточно устойчивой характеристики на расход воды в парообразующей трубе.

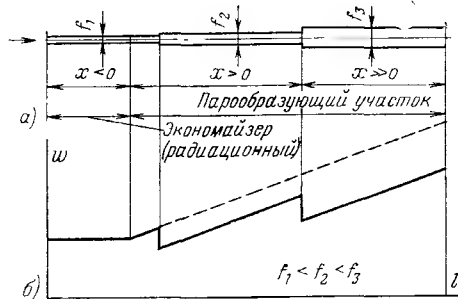


Рис. 11.10. Ступенчатый виток (а) и изменение скорости потока по длине канала (б).

Ступенчатый виток. Необходимую степень дросселирования потока для получения стабильной гидравлической характеристики достигают также повышением гидравлического сопротивления змеевиков самого экономайзера. С этой целью трубы экономайзера выполняют меньшего диаметра, чем парообразующие трубы, образуя ступенчатый виток. При этом повышаются скорость потока и гидравлическое сопротивление на экономайзерном участке, где удельный объем рабочей среды сравнительно невелик и ограничивается скоростью, а следовательно, и гидравлическое сопротивление потока по мере повышения его паросодержания (рис. 11.10).

Неоднозначность гидравлической характеристики горизонтальных парообразующих змеевиков имеет место и при СКД. Решающим фактором возникновения многозначности при СКД является удельная энтальпия и соответственно удельный объем воды на входе. При энтальпии воды на входе значительно ниже энтальпии фазового перехода характеристика многозначна. С повышением $i_{вх}$ она становится все более стабильной. Поэтому расчет гидравлических характеристик выполняют при наименьшей возможной в эксплуатации энтальпии на входе. В сверхкритической области повышение давления на входе также улучшает устойчивость гидравлической характеристики.

11.3. ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ПОТОКА В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРООБРАЗУЮЩИХ ТРУБАХ

В вертикальных панелях с восходящим или подъемно-опускным движением и малым числом ходов [П-, U- и N-образные панели (рис. 11.1)], у которых высота соизмерима с развернутой длиной трубы, гидравлическая характеристика также определяется недогревом воды до кипения на входе в панель и давлением. Особенностью гидравлики этих панелей является сильное влияние нивелирного напора $\Delta p_{нив}$. Нивелирная составляющая полного перепада давления оказывает воздействие как при ДКД, так и при СКД. Принципиальной разницы в значении нивелирной составляющей нет. Однако более сильное влияние $\Delta p_{нив}$ проявляется при ДКД.

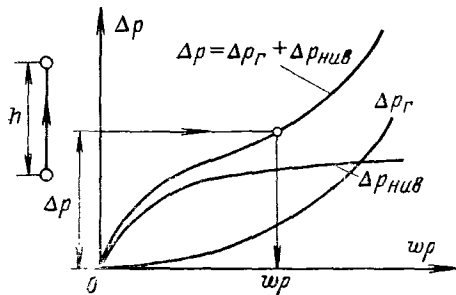


Рис. 11.11. Гидравлическая характеристика вертикальной подъемной трубы.

В одноходовой вертикальной панели с подъемным движением рабочей среды (рис. 11.11) приходится преодолевать и гидравлическое сопротивление и нивелирный напор, поэтому они в формуле (11.3) положительны и перепад давления между нижним и верхним коллекторами определяется их суммой

$$\Delta p = \Delta p_r + \Delta p_{\text{нв}}. \quad (11.17)$$

При данном обогреве и расходах среды, близких к нулю, трубы заполнены паром, плотность которого мала и потому нивелирной составляющей в этой зоне расходов пренебрегают.

Из рис. 11.11 следует, что гидравлическая характеристика такой панели стабильна: каждому значению перепада соответствует только один определенный расход.

При опускном движении (рис. 11.12) гидравлическое сопротивление Δp_r положительно, а нивелирный напор $\Delta p_{\text{нв}}$ способствует движению, поэтому он в формуле (11.3) отрицателен, в связи с чем перепад давления между коллекторами определяется их разностью

$$\Delta p = \Delta p_r - \Delta p_{\text{нв}}. \quad (11.18)$$

При опускном движении имеет место неустойчивость в расходе рабочей среды: одному значению перепада соответствуют два рез-

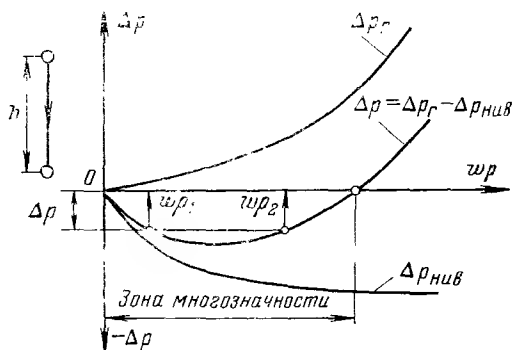


Рис. 11.12. Гидравлическая характеристика вертикальной опускной трубы.

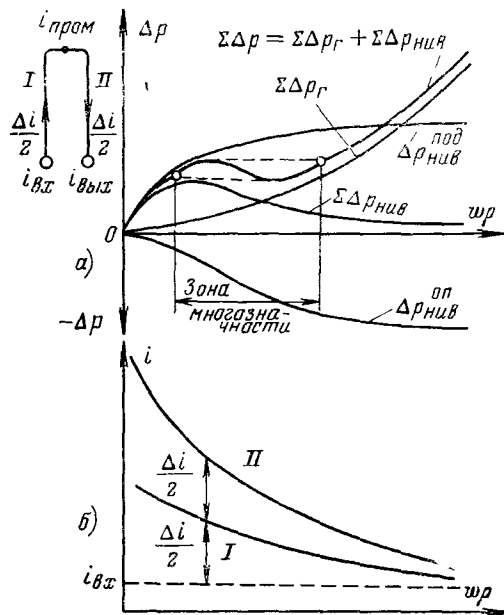


Рис. 11.13. Гидравлическая характеристика П-образной обогреваемой трубы

Δi — тепловосприятие трубы.

ко различных расхода. Зона многозначности в реальных панелях охватывает большой диапазон изменения расходов (до 1000—2000 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{с})$).

Из сопоставления рис. 11.11 и 11.12 следует, что в восходящем потоке $\Delta p_{\text{нв}}$ улучшает гидравлическую характеристику, при опускном движении, наоборот, ухудшает ее.

В трубных системах с подъемно-опускным движением (П-образная панель) гидравлическое сопротивление преодолевается в обоих направлениях движения и потому определяется суммой сопротивлений в восходящем $\Delta p_{\text{под}}$ и опускном $\Delta p_{\text{оп}}$ участках: $\Sigma \Delta p_r = \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{оп}}$. Нивелирная составляющая для подъемного элемента $\Delta p_{\text{нв}}^{\text{под}}$ (кривая $\Delta p_{\text{нв}}^{\text{под}}$ на рис. 11.13,а) аналогична рассмотренной выше на рис. 11.11, так как энтальпия среды на входе $i_{\text{вх}}$ для упрощения условно принята не зависящей от расхода и потому является постоянной величиной. Начало опускового элемента канала является продолжением предыдущего — восходящего элемента, в котором энтальпия $i_{\text{пром}}$ изменяется в соответствии с расходом при заданном обогреве. Чем меньше расход среды, тем выше $i_{\text{пром}}$ (кривая I на рис. 11.13,б), в связи с чем энтальпия рабочей среды резко возрастает в опускном элементе канала (кривая II), особенно на выходном участке. При уменьшении расхода это приводит к существенному снижению плотности потока и соответствующему уменьшению нивелирной составляющей $\Delta p_{\text{нв}}^{\text{оп}}$.

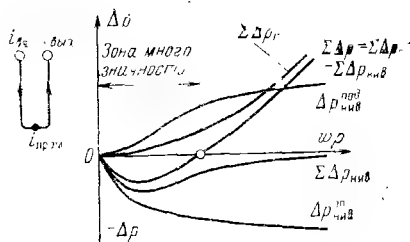


Рис. 11.14. Гидравлическая характеристика U-образной обогреваемой трубы.

Суммированием нивелирных составляющих на подъемном $\Delta p_{\text{нв}}^{\text{под}}$ и опускном элементах $\Delta p_{\text{нв}}^{\text{оп}}$ получаем нивелирный напор $\Sigma \Delta p_{\text{нв}}$ П-образной панели.

Полная гидравлическая характеристика П-образной панели

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_{\text{г}} + \Sigma \Delta p_{\text{нв}} \quad (11.19)$$

в широком диапазоне расходов рабочей среды многозначна (рис. 11.13,а).

На рис. 11.14 показана суммарная гидравлическая характеристика и ее составляющие U-образной панели, построенные описанным выше методом. Гидравлические сопротивления в опускном и подъемном движении положительны и потому суммируются $\Sigma \Delta p_{\text{г}}$. Нивелирная составляющая на опускном участке

$\Delta p_{\text{нв}}^{\text{оп}}$ отрицательна, и на его входе энтальпия среды $i_{\text{вх}}$ принята условно постоянной и не зависящей от расхода. Начало подъемного движения совпадает с концом опускного. Нивелирная составляющая при подъемном движении положительна, но на входе в подъемный участок (в точке перехода от опускного в подъемный) имеет энтальпию $i_{\text{пром}}$, зависящую от расхода. При малых расходах энтальпия $i_{\text{пром}}$ велика, а плотность среды мала, что тормозит рост нивелирного напора с увеличением расхода в этой зоне. И только в зоне больших расходов, при которых количество теплоты, приходящейся на единицу расхода среды не столь существенно, $i_{\text{пром}}$ меньше, а нивелирный напор $\Delta p_{\text{нв}}^{\text{под}}$ намного больше.

Суммирование характеристик, выражающих нивелирные напоры, показано $\Sigma \Delta p_{\text{нв}}$. Видно, что для U-образной схемы суммарная гидравлическая характеристика многозначна в широком диапазоне расходов рабочей среды.

Аналогично строятся гидравлические характеристики N-образных и более сложных многоходовых систем. Из приведенного анализа следует, что в восходящем потоке нивелирный перепад давления улучшает гидравлическую характеристику, при опускном, наоборот, ухудшает ее. В этом отношении U-об-

разная схема лучше П-образной, так как выходной участок с большим паросодержанием, а следовательно, с меньшей плотностью потока имеет подъемное движение, в котором влияние нивелирного напора положительно. Для N-образной системы с нижним расположением входного коллектора и верхним расположением выходного коллектора, кроме того, на один опускный приходится два подъемных участка, что еще в большей степени улучшает гидравлическую характеристику. В целом панели с малым числом ходов имеют либо многозначную характеристику, либо характеристику, недостаточно устойчивую.

С увеличением числа ходов гидравлической системы влияние нивелирной составляющей в общем перепаде давления уменьшается. При этом возрастает роль гидравлического сопротивления. Уже при числе ходов более 8—10 гидравлическая характеристика многоходовой системы приближается к гидравлической характеристике горизонтальных парогенерирующих труб.

Нестабильная гидравлическая характеристика *одиночной трубы* (канала) с восходящим и опускным движением среды, возникающая под действием нивелирного напора, реализуется во всей области многозначности (рис. 11.5,а, кривая 2-3-4-5), так как расход среды задается внешними условиями — подачей насоса. Реально поверхности нагрева состоят из большого числа параллельных труб. В *многотрубных системах* суммарный расход среды также задается подачей насоса, но расходы через параллельные трубы могут оказаться различными. Экспериментально установлено и опытом эксплуатации подтверждено, что для таких систем гидравлические характеристики реализуются только на восходящих ветвях (левой ветви — участке 1-2-3 и правой ветви — участке 4-5-6, рис. 11.15,б). Уменьшение расхода в трубе в области точки 4 минимума характеристики вызывает стремительное падение расхода среды и выход на режим, соответствующий точке 2. Превышение расхода в области точки 3 максимума характеристики может привести к стремительному увеличению расхода в отдельных

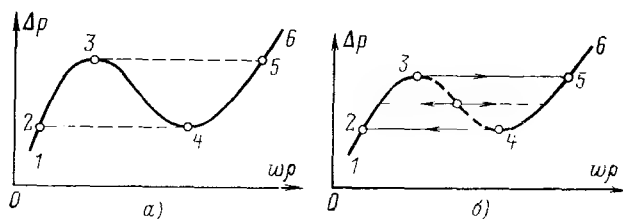


Рис. 11.15. Многозначные гидравлические характеристики.

а — одиночной трубы; б — системы труб.

трубах контура и выходу их на режим, соответствующий точке 5. Нисходящая ветвь характеристики (участок 3-4) не реализуется, кроме случаев ограниченного числа параллельных труб (около трех-четырех). Однозначное движение в этой области расходов не обеспечивается и совершается перескок либо в область малых расходов среды (на левую ветвь), либо в область больших расходов (на правую ветвь) при неизменном суммарном расходе среды.

Работа на левой ветви характеристики обычно не обеспечивает требуемого температурного режима металла труб при интенсивном обогреве. Единственно реальной областью работы проточного контура является правая ветвь характеристики, включающая участки однозначности и многозначности. На участке однозначности 5-6 этой ветви скорость среды настолько велика, что часто оказывается непригодной для практического применения. Поэтому возникает необходимость работы на участке многозначности 4-5, что требует определения границ надежности. Для контуров, состоящих из параллельных труб одинаковой конструкции и обогреваемых одинаково, устойчивость в области многозначности гидравлической характеристики обеспечивается на всей внешней (восходящей) ветви характеристики (участок 4-5 на рис. 11.15,б).

В системе параллельно работающих труб всегда возможны различные тепловосприятия с учетом их конструктивной и гидравлической нетождественности (см. § 11.4). Поэтому трубы, условия работы которых отличаются от труб, работающих в средних условиях (разверенные трубы), имеют гидравлические характеристики, отличные от средней для системы труб. Видно (рис. 11.16), что даже при *однозначных* характеристиках возникают различные, но вместе с тем постоянные стабильные расходы рабочей среды в элементе и разверенной трубе.

При параллельной работе системы труб с различными *многозначными* характеристиками возможны три случая: когда перепад давления между коллекторами системы в минимуме гидравлической характеристики раз-

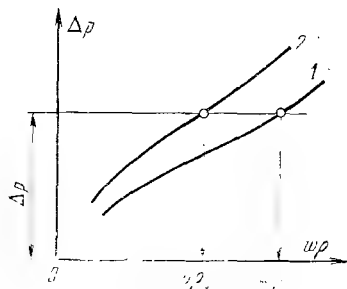


Рис. 11.16. Влияние разверки на расход среды в параллельных трубах при устойчивых гидравлических характеристиках.
1 — гидравлическая характеристика элемента; 2 — то же разверенной трубы.

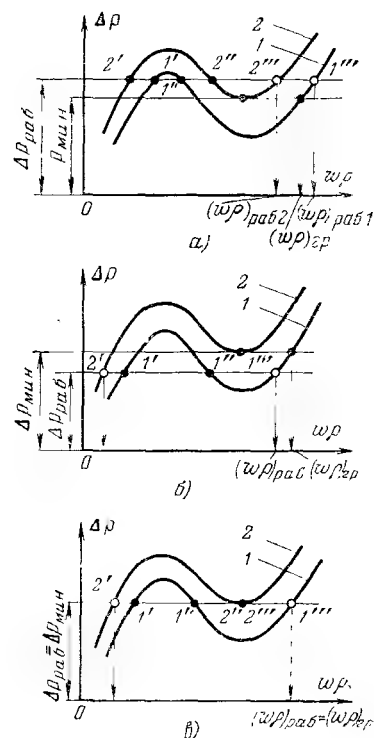


Рис. 11.17. Гидравлические характеристики П-образных контуров.

1 — элемент; 2 — разверенная труба.

веренной трубы меньше перепада давления в контуре (рис. 11.17,а), больше него (рис. 11.17,б) или равен ему (рис. 11.17,в). Все они рассматриваются при постепенно уменьшающемся общем расходе рабочей среды и, следовательно, при снижающемся рабочем перепаде давления между коллекторами гидравлической системы.

Для первого случая, когда перепад давления в системе превышает перепад давления в точке минимума характеристики наиболее разверенной трубы $\Delta p_{\text{раб}} > \Delta p_{\text{мин}}$, именно той разверенной трубы, минимум характеристики которой располагается выше минимума характеристики основной массы труб, формально возможны по три рабочих точки на каждой кривой (1', 1'' и 1''' — на характеристике основной массы труб и 2', 2'' и 2''' — на характеристике разверенной трубы). Точки 1'' и 2'' на нисходящей ветви характеристик не реализуются (см. рис. 11.15,б). Точки левой восходящей ветви характеристики 1' и 2' также не реализуются, пока выдерживается условие $\Delta p_{\text{раб}} > \Delta p_{\text{мин}}$. Это означает, что для предупреждения появления режимов в элементе с малым расходом среды необходимо создать расход, при котором перепад давления по характеристике основной массы труб будет выше, чем перепад давления в точке миниму-

ма гидравлической характеристики разверенной трубы, $(\omega p)_{\text{раб1}} > (\omega p)_{\text{гр}}$.

При $\Delta p_{\text{раб}} < \Delta p_{\text{мин}}$ для разверенной трубы нет рабочих точек на нисходящей и правой восходящей ветвях характеристики. Для этого режима остаются рабочие точки $2'$ и $1'''$, отвечающие двум различным расходам среды. В одной из них (точка $1'''$) устанавливается большой расход, обеспечивающий надежную работу основной массы труб контура. В точке $2'$ расход очень мал, недостаточен по условиям охлаждения трубы, находящейся в наиболее неблагоприятных условиях. Поэтому в целом система труб ненадежна.

При $\Delta p_{\text{раб}} = \Delta p_{\text{мин}}$ в минимуме характеристики разверенной трубы расход среды неустойчив. Здесь одному перепаду давления в системе труб соответствуют два расхода, один из которых в разверенной трубе имеет малое значение $2'$, недостаточное по условиям охлаждения, а другой $1'''$ на характеристике основной массы труб — обеспечивает их нормальное охлаждение. Расходы в точке $1'$ и $1'''$ в среднем для элемента нереальны по указанным выше причинам. Режим $\Delta p_{\text{раб}} = \Delta p_{\text{мин}}$ является предельным, до которого еще можно обеспечить устойчивую работу всего контура, и является границей устойчивости разверенной трубы.

Минимально допустимая по условиям устойчивости массовая скорость в системе выражается неравенством

$$(\omega p)_{\text{раб}} \geq m (\omega p)_{\text{гр}}, \quad (11.20)$$

где $(\omega p)_{\text{гр}}$ — массовая скорость в системе труб (каналов) на внешней ветви гидравлической характеристики в точке, соответствующей перепаду давления, равному минимуму гидравлической характеристики разверенной трубы; $(\omega p)_{\text{раб}}$ — массовая скорость в системе; m — коэффициент запаса, равный 1,5.

Устойчивость к разверкам в области многозначности гидравлических характеристик обеспечивается не только дросселированием потока с помощью шайб или ступенчатого витка. Она достигается и рациональным выбором средней ωp рабочей среды при номинальной нагрузке панели рассматриваемого типа, обеспечивающей надежное охлаждение

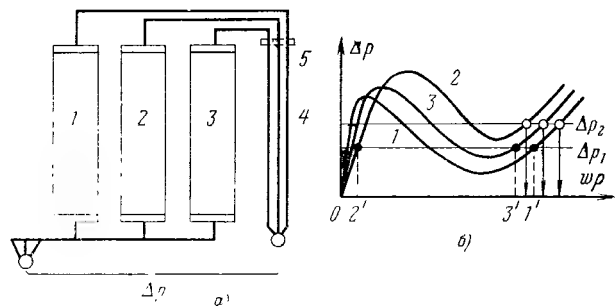


Рис. 11.18. П-образный контур с необогреваемыми опускными трубами (а) и его гидравлические характеристики (б).

1—3 — параллельные обогреваемые панели и соответствующие им гидравлические характеристики; 4 — необогреваемые опускные трубы; 5 — верхний смешивательный коллектор.

труб при заданной минимальной нагрузке с учетом тепловой и конструктивной неэффективности, т. е. работой контура на внешней восходящей ветви гидравлической характеристики $d(\Delta p)/d(\omega p) > 0$. Последнее более предпочтительно, поскольку оно не требует шайбования труб гидравлической системы. Необходимость в установке шайб большей частью возникает для выравнивания расходов среды через параллельные гидравлические элементы, например секции топочных экранов. Иногда в целях достижения устойчивости потока выгоднее изменить схему панели путем исключения опускных труб.

На стабильность гидравлической характеристики оказывают влияние не только обогреваемые панели, но и отводящие необогреваемые трубы. Так, в результате неудачного подключения внешних необогреваемых отводящих труб с нижним расположением собирающего коллектора, в которых нивелирный набор отрицателен, образуется П-образная система с многозначной гидравлической характеристикой (рис. 11.18). При наличии разверки и недостаточных скоростей рабочей среды, возникающих из-за низкого перепада Δp , многозначность характеристики приведет в разверенной панели 2 к малому расходу на ее левой ветви $2'$. Это не обеспечивает надежной работы труб в панели 2 при полном благополучии в панелях 1 и 3 (соответствующие расходы обозначены $1'$ и $3'$). Надежная ра-

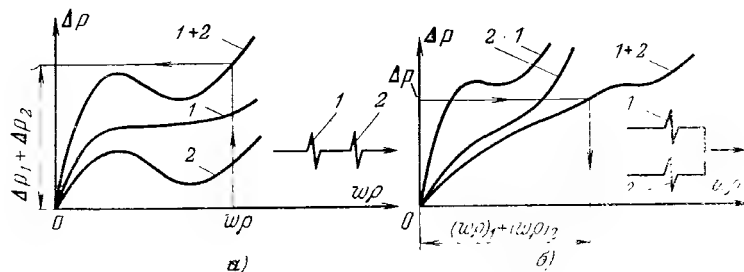


Рис. 11.19. Суммирование гидравлических характеристик при последовательном соединении прямоточных элементов (а) и параллельном их соединении (б).

бота контура достигается созданием такого перепада Δp_2 , при котором рабочие точки диаграммы находятся на внешних ветвях характеристик всех панелей с достаточно близкими в них скоростями, либо, если это позволяет конструкция, установкой верхнего смесительного коллектора, устраняющего многозначность гидравлических характеристик.

При анализе работы сложных контуров, включающих ряд прямооточных элементов, необходимы суммарные гидравлические характеристики. Их получают графическим суммированием характеристик отдельных элементов с учетом схемы соединения. В последовательно соединенных элементах расходы рабочей среды одинаковы. Поэтому общую характеристику получают суммированием характеристик элементов при одинаковых расходах среды (рис. 11.19, а). Гидравлическое сопротивление такой системы выше, чем сопротивление каждой из них. В сложных прямооточных контурах, состоящих из нескольких параллельных элементов, их гидравлические сопротивления постоянны. Общую характеристику такой системы строят суммированием характеристик всех элементов контура при одинаковых перепадах в нем давления (рис. 11.19, б). В этом случае гидравлическое сопротивление контура меньше сопротивления каждого из его элементов.

11.4. ТЕПЛОВАЯ РАЗВЕРКА

Для обеспечения надежности очень важно, чтобы все параллельные трубы поверхности нагрева работали в расчетных (средних) условиях. Практически же приходится считаться с неодинаковыми гидравлическими характеристиками труб (различие в диаметре, длине, шероховатости, влияние коллекторов, влияние нестабильности в работе парообразующих труб) и неодинаковыми тепловыми характеристиками труб (различный обогрев вследствие неодинакового их расположения по отношению к потоку продуктов сгорания, неодинакового шлакования, загрязнения и т. п.).

Различие гидравлических и тепловых характеристик труб в особенности проявляется в агрегатах большой мощности, так как увеличением размеров поверхностей нагрева одновременно возрастает и неизбежность отклонения режима отдельных элементов от расчетного. Распределение рабочего тела по трубам в этих условиях различно, и удельная энтальпия его на выходе из отдельных труб значительно отличается от среднего значения. В некоторых из них может возникнуть опасный температурный режим. Трубы, находя-

щиеся в наиболее опасных температурных условиях, называют *развернутыми*.

Надежность работы прямооточного элемента характеризуется двумя группами параметров:

средними значениями для элемента системы

$$t_{эл}^{вх}; \Delta i_{эл}; G_{эл}; q_{эл}; z_{эл}; H_{эл}$$

и значениями параметров развернутой трубы (или канала)

$$t_{т}^{вх}; \Delta i_{т}; G_{т}; q_{т}; z_{т}; H_{т}.$$

Здесь $G_{эл}$ и $G_{т}$ — расходы рабочего тела в расчетном элементе гидравлической системы и развернутой трубе; $q_{эл}$ и $q_{т}$ — количества передаваемой теплоты прямооточным элементам; $\Delta i_{эл}$ и $\Delta i_{т}$ — их тепловосприятия; $H_{эл}$ и $H_{т}$ — поверхности нагрева; $z_{эл}$ и $z_{т}$ — коэффициенты гидравлического сопротивления; $t_{эл}^{вх}$ и $t_{т}^{вх}$ — соответствующие температуры рабочего тела на выходе из параллельно включенных труб.

Введем следующие обозначения:

$$\rho_r = G_{т}/G_{эл} \text{ — коэффициент гидравлической разверки; } (11.21)$$

$$\rho_q = \Delta i_{т}/\Delta i_{эл} \text{ — коэффициент тепловой разверки; } (11.22)$$

$$\eta_{т} = q_{т}/q_{эл} \text{ — коэффициент неравномерности тепловосприятия; } (11.23)$$

$$\eta_r = z_{т}/z_{эл} \text{ — коэффициент гидравлической неравномерности; } (11.24)$$

$$\eta_k = H_{т}/H_{эл} \text{ — коэффициент конструктивной нетождественности. } (11.25)$$

Приняв за основу коэффициент тепловой разверки, можно установить связь между перечисленными коэффициентами

$$\rho_q = \frac{\Delta i_{т}}{\Delta i_{эл}} = \frac{q_{т} H_{т}}{G_{т}} : \frac{q_{эл} H_{эл}}{G_{эл}}, (11.26)$$

или после подстановки соответствующих значений из (11.21), (11.23) и (11.25)

$$\rho_q = \frac{\eta_{т} \eta_k}{\rho_r}. (11.27)$$

Коэффициент конструктивной нетождественности η_k не связан с процессами, протекающими в трубной системе; он оценивается $\eta_k = 0,95 \div 1$.

Коэффициенты тепловой и гидравлической разверки связаны между собой соотношением

$$\rho_q = \eta_{т}/\rho_r. (11.28)$$

Тепловая разверка вызывается неодинаковыми тепловыми характеристиками параллельно включенных труб, а гидравлическая

разверка — их неодинаковыми гидравлическими характеристиками. Из (11.28) следует, что тепловая разверка вызывается или неравномерностью тепловосприятия, или гидравлической разверкой, или той и другой одновременно. Тепловая разверка зависит не только от размеров тепловой неравномерности и гидравлической разверки, но и от их сочетания. В наиболее опасных условиях оказываются наиболее обогреваемые трубы, но в то же время получающие наименьший расход среды. Если наибольшие неравномерности разного вида (тепловосприятия, расходов рабочей среды, конструктивных особенностей и др.) приходится не на одну трубу, а на разные трубы, то следует для них раздельно определять тепловую разверку. Для наиболее развернутых труб обязательна проверка надежности на длительную прочность и предотвращение окатинообразования.

Гидравлическая разверка. В системе параллельных труб с принудительным движением рабочей среды, объединенных общими коллекторами на входе и выходе, необходимо обеспечить равномерное ее распределение по всем трубам. В реальных условиях всегда имеет место та или иная неравномерность распределения расходов — гидравлическая разверка [см. формулу (11.21)]. Гидравлическая разверка может возникать в результате гидравлической нетождественности параллельных труб из-за различия их гидравлических сопротивлений, влияния коллекторного эффекта из-за изменения давления по длине коллектора (см. § 11.5). Такого рода разверки возникают главным образом в поверхностях нагрева пароперегревателей и, в меньшей степени, экономайзеров.

Для вывода уравнения гидравлической разверки запишем уравнение полного перепада давления в элементе

$$\Delta p_{эл} = z_{эл} \frac{(\omega p)_{эл}^2}{2} \bar{v}_{эл} + (\omega p)_{эл}^2 (v_k^{эл} - v_n^{эл}) + \bar{\Delta p}_{кол}^{эл} + \Delta p_{нив}^{эл} \quad (11.29)$$

и аналогично для развернутой трубы

$$\Delta p_r = z_r \frac{(\omega p)_r^2}{2} \bar{v}_r + (\omega p)_r^2 (v_k^r - v_n^r) + \bar{\Delta p}_{кол}^r + \Delta p_{нив}^r \quad (11.30)$$

При большом числе параллельных труб влиянием изменения тепловосприятия в развернутой трубе на общий перепад давления можно пренебречь и потому $\Delta p_{эл} = \text{const}$. Учитывая, что перепад давления между входным сечением входного коллектора и выходным сечением выходного коллектора является общим для всех параллельных труб системы, можно записать, что $\Delta p_r = \Delta p_{эл}$.

Совместное решение (11.29) и (11.30) приводит к выражению для гидравлической разверки

$$\rho_r = \frac{(\omega p)_r}{(\omega p)_{эл}} = \sqrt{\frac{z_{эл} \bar{v}_{эл} + 2(v_k^{эл} - v_n^{эл})}{z_r \bar{v}_r + 2(v_k^r - v_n^r)}} \times \frac{1}{\left(1 - \frac{\delta \Delta p_{кол} + \delta \Delta p_{нив}}{\Delta p_r + \Delta p_{уск}}\right)}, \quad (11.31)$$

где $\delta \Delta p_{кол} = \Delta p_{кол}^r - \Delta p_{кол}^{эл}$ — разность перепадов давлений в коллекторах между сечениями с развернутой трубой и элементе; $\delta \Delta p_{нив} = \Delta p_{нив}^r - \Delta p_{нив}^{эл}$ — разность нивелирных напоров в развернутой трубе и элементе; Δp_r , $\Delta p_{уск}$ — для элемента.

Гидравлическая разверка в пароперегревателях и некипящих экономайзерах. Наиболее простой вид для коэффициента гидравлической разверки формула принимает для некипящих экономайзеров, имеющих достаточный запас по недогреву до кипения, при горизонтальном и подъемном движении среды. В этом случае: $\bar{v}_{эл} \approx v_{эл} = \text{const}$; $\bar{v}_{эл} \approx v_r$; разность нивелирных напоров в развернутой трубе и элементе и сопротивление от ускорения потока пренебрежимо малы: $\delta \Delta p_{нив} \approx 0$; $\Delta p_{уск} \approx 0$. Для этих условий при равномерном подводе и отводе воды в коллекторах коэффициент гидравлической разверки определяется соотношением коэффициентов гидравлического сопротивления

$$\rho_r = \sqrt{\frac{z_{эл}}{z_r}} = \sqrt{\frac{1}{\eta_r}}. \quad (11.32)$$

При торцевом подводе и отводе среды коллекторный эффект значителен, формула коэффициента гидравлической разверки приобретает вид:

$$\rho_r = \sqrt{\frac{1}{\eta_r} \left(1 - \frac{\delta \Delta p_{кол}}{\Delta p_r}\right)}. \quad (11.33)$$

В некипящих конвективных экономайзерах с горизонтальными змеевиками коэффициент гидравлической разверки обычно не превышает 0,9. При наличии в некипящих экономайзерах опускного движения ввиду возможной неоднозначности гидравлических характеристик, а также в кипящих экономайзерах учет нивелирной составляющей является обязательным.

Для гидравлической разверки в пароперегревателях существенно влияние различия полных коэффициентов сопротивления труб, их тепловосприятия и изменений давления вдоль коллекторов. Пренебрегая изменением давления от ускорения потока пара, получаем:

$$\rho_r = \sqrt{\frac{1}{\eta_r} \frac{\bar{v}_{эл}}{\bar{v}_r} \left(1 - \frac{\delta \Delta p_{кол} + \delta \Delta p_{нив}}{\Delta p_r}\right)}. \quad (11.34)$$

Влияние коллекторного эффекта учитывают при $\delta\Delta p_{\text{кол}}/\Delta p_r \geq 0,05$. Нивелирная составляющая полного перепада давления существенна только в одноходовых перегревателях при $\delta\Delta p_{\text{нив}}/\Delta p_r \geq 0,05$.

Гидравлическая разверка в зоне резкого изменения удельных объемов рабочей среды. В современных прямоточных котлах парообразующими элементами являются обычно поверхности НРЧ, подверженные наиболее интенсивному обогреву.

Сочетание значительной гидравлической разверки и интенсивного обогрева при определенных условиях может привести к резкому росту температуры и удельного объема среды в разверенной трубе, снижению в ней расхода и перегреву металла трубы вплоть до аварийного разрушения [42]. Гидравлическая разверка в них возникает под влиянием значительного изменения удельного объема среды в процессе обогрева. Она проявляется главным образом в поверхностях нагрева, соответствующих зоне больших теплостокостей котлов СКД, в испарительных поверхностях котлов ДКД, а также в кипящих экономайзерах.

В ряде случаев для достижения устойчивой гидравлической характеристики на входе в каналы устанавливают шайбы. В зоне парообразования обычно пренебрегают потерями $\Delta p_{\text{уск}}$ и $\Delta p_{\text{кол}}$. Для этих условий с учетом указанных упрощений формула (11.31) приобретает вид:

$$\rho_r = \sqrt{\frac{z_{\text{эл}} \bar{v}_{\text{эл}} + \xi_{\text{ш}}^{\text{эл}} v_{\text{ш}}^{\text{эл}}}{z_r \bar{v}_r + \xi_{\text{ш}}^r v_{\text{ш}}^r}} \left(1 - \frac{\delta\Delta p_{\text{нив}}}{\Delta p_r}\right), \quad (11.35)$$

где $\xi_{\text{ш}}^{\text{эл}}$, $\xi_{\text{ш}}^r$, $v_{\text{ш}}^{\text{эл}}$, $v_{\text{ш}}^r$ — коэффициент сопротивления шайб и удельный объем среды, протекающей через шайбу, определяемые для элемента и разверенной трубы.

Разность нивелирных напоров в разверенной трубе и элементе можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \delta\Delta p_{\text{нив}} &= \Delta p_{\text{нив}}^r - \Delta p_{\text{нив}}^{\text{эл}} = \\ &= \{[\Sigma (\bar{h}_p)^r_{\text{под}} - \Sigma (\bar{h}_p)^r_{\text{оп}}] - [\Sigma (\bar{h}_p)^{\text{эл}}_{\text{под}} - \\ &- \Sigma (\bar{h}_p)^{\text{эл}}_{\text{оп}}]\} g = \{[\Sigma (\bar{h}_p)^r_{\text{под}} - \Sigma (\bar{h}_p)^{\text{эл}}_{\text{под}}] - \\ &- [\Sigma (\bar{h}_p)^r_{\text{оп}} - \Sigma (\bar{h}_p)^{\text{эл}}_{\text{оп}}]\} g. \end{aligned} \quad (11.36)$$

Топочные экраны паровых котлов мощных энергетических блоков выполняют в виде вертикальных панелей, горизонтальной навивки, U и N-образных панелей, многоходовых панелей с горизонтальными трубами и др. Ниже

рассматривается гидравлическая разверка в некоторых из них.

Горизонтальный контур. В горизонтальных трубах отсутствует нивелирный напор, и формула гидравлической разверки с учетом шайбования принимает вид:

$$\rho_r = \sqrt{\frac{z_{\text{эл}} \bar{v}_{\text{эл}} + \xi_{\text{ш}}^{\text{эл}} v_{\text{ш}}^{\text{эл}}}{z_r \bar{v}_r + \xi_{\text{ш}}^r v_{\text{ш}}^r}}. \quad (11.37)$$

При отсутствии шайбования выражение (11.37) упрощается

$$\rho_r = \sqrt{\frac{z_{\text{эл}} \bar{v}_{\text{эл}}}{z_r \bar{v}_r}} = \sqrt{\frac{1}{\eta_r} \frac{\bar{v}_{\text{эл}}}{\bar{v}_r}}. \quad (11.38)$$

Вертикальный контур. В вертикальном контуре существенное влияние на гидравлическую разверку оказывает нивелирный напор. Для частных случаев уравнение гидравлической разверки (11.35) с учетом влияния отдельных факторов (11.36) принимает следующий вид:

для одноходовой подъемной панели

$$\rho_r = \sqrt{\frac{1}{\eta_r} \frac{\bar{v}_{\text{эл}}}{\bar{v}_r}} \sqrt{1 + \frac{2gh(\bar{p}_{\text{эл}} - \bar{p}_r)}{z_{\text{эл}} \bar{v}_{\text{эл}} (\omega p)^2_{\text{эл}}}}; \quad (11.39)$$

для одноходовой опускной панели

$$\rho_r = \sqrt{\frac{1}{\eta_r} \frac{\bar{v}_{\text{эл}}}{\bar{v}_r}} \sqrt{1 - \frac{2gh(\bar{p}_{\text{эл}} - \bar{p}_r)}{z_{\text{эл}} \bar{v}_{\text{эл}} (\omega p)^2_{\text{эл}}}}; \quad (11.40)$$

для двухходовой U-образной панели

$$\begin{aligned} \rho_r &= \sqrt{\frac{1}{\eta_r} \frac{\bar{v}_{\text{эл}}}{\bar{v}_r}} \times \\ &\times \sqrt{1 - \frac{2gh[(\bar{p}_{\text{оп}}^{\text{эл}} - \bar{p}_{\text{под}}^{\text{эл}}) - (\bar{p}_{\text{оп}}^r - \bar{p}_{\text{под}}^r)]}{z_{\text{эл}} \bar{v}_{\text{эл}} (\omega p)^2_{\text{эл}}}}}. \end{aligned} \quad (11.41)$$

Из уравнения (11.38) следует, что в горизонтальных трубах коэффициент гидравлической разверки зависит от соотношения между тепловыми и гидравлическими характеристиками в элементе и разверенной трубе.

Для вертикальных труб на гидравлическую разверку, кроме того, сильное влияние оказывает нивелирная составляющая и ее вклад в полный перепад давления между раздающим и собирающим коллекторами, т. е. соотношение $\Delta p_{\text{нив}}$ и Δp_r .

С другой стороны, соотношение приростов энтальпий в разверенной трубе и в среднем по элементу характеризуется коэффициентом тепловой разверки ρ_q [см. (11.22)]. Принимая ряд значений $\rho_q = \Delta i_T / \Delta i_{\text{эл}}$, определяют коэффициент гидравлической разверки $\rho_r = (\omega p)_T / (\omega p)_{\text{эл}}$ и из выражения $\rho_r = \eta_T / \rho_q$ — соответствующие значения коэффициента неоднородности тепловосприятия η_T . По известному Δi_T и $i_{\text{вх}}$ определяют удельную энталь-

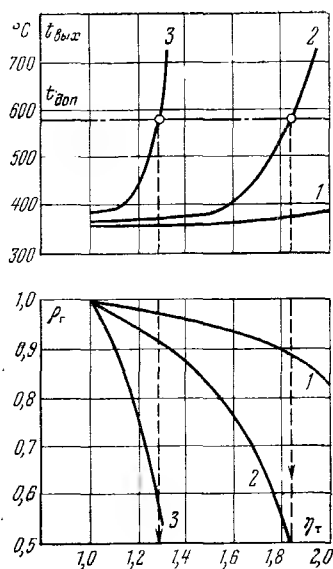


Рис. 11.20. Разверочные характеристики прямого элемента при $p=24$ МПа; $i_{\text{вх}}=1200$ кДж/кг. $\Delta i_{\text{вх}}$, кДж/кг; 1 — 400; 2 — 600; 3 — 1000.

нию среды на выходе из разверенной трубы, а следовательно, и ее температуру $t_{\text{вх}}^{\text{вх}}$. Эти данные позволяют построить *разверочные характеристики*, иллюстрирующие зависимость коэффициента гидравлической разверки и температуры среды на выходе из разверенной трубы от коэффициента неравномерности тепловосприятия $\rho_t=f(\eta_t)$ и $t_{\text{вх}}^{\text{вх}}=f(\eta_t)$ — см. рис. 11.20.

Разверочные характеристики более обогреваемых труб ($\eta_t > 1$) являются падающими для ρ_t и растущими для $t_{\text{вх}}^{\text{вх}}$. Крутизна падения ρ_t на определенном участке резко возрастает, приобретая кризисный характер, когда небольшому приращению η_t соответствует резкое снижение расхода и повышение $t_{\text{вх}}^{\text{вх}}$. Это связано с тем, что в зоне больших теплоемкостей даже небольшое приращение удельной энтальпии, которое в условиях эксплуатации в отдельных трубах всегда имеет место, вызывает резкое увеличение удельного объема среды v , а следовательно, и гидравлического сопротивления. В свою очередь увеличение гидравлического сопротивления приводит к снижению расходов через эти трубы и тем самым к еще большему усугублению в них тепловой разверки, дальнейшему увеличению удельного тепловосприятия труб Δi и удельного объема в них среды v . Этот процесс протекает до тех пор, пока, наконец, не установится тепловой нагрузке данной трубы тепловая разверка. В ряде случаев он может завершиться аварийной ситуацией.

Допустимую тепловую разверку устанавливают исходя из конкретных условий работы поверхности нагрева. Для пароперегревателей, выходные участки труб которых работают почти в предельных температурных условиях, допустимая тепловая разверка не должна превышать 15% общего тепловосприятия пароперегревателя. В целях повышения надежности трубную систему пароперегревателя секционируют по тракту пара.

Экономайзеры размещают в области умеренного обогрева: протекающая через них вода имеет сравнительно низкую температуру. Тепловую разверку для экономайзера можно допустить 50% и более. Поэтому секционирование экономайзера по тракту воды не всегда обязательно.

В паробразующих трубах из-за сравнительно невысокой температуры кипения при отсутствии нарушения режима течения, а следовательно, при интенсивном отводе тепла температура стенки труб превышает температуру рабочего тела всего лишь на 20—30°C. Здесь также можно было бы допустить значительную тепловую разверку, но в этих поверхностностях нагрева возможен ухудшенный температурный режим, особенно при интенсивном обогреве. Поэтому допустимая тепловая разверка для них не превышает 20—40%.

В котлах СКД наибольшая чувствительность к неравномерностям тепловосприятия приходится на зону больших теплоемкостей, в которой с изменением энтальпии рабочей среды наиболее сильно изменяются ее теплофизические свойства. Поэтому построение характеристик $t_{\text{вх}}^{\text{вх}}=f(\eta_t)$ для этой зоны особенно важно.

11.5. ВЛИЯНИЕ КОЛЛЕКТОРОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ПО ТРУБАМ

Коллекторы (рис. 11.21) различают *входные* или *распределительные* 1, в которые поступает рабочее тело и далее распределяется

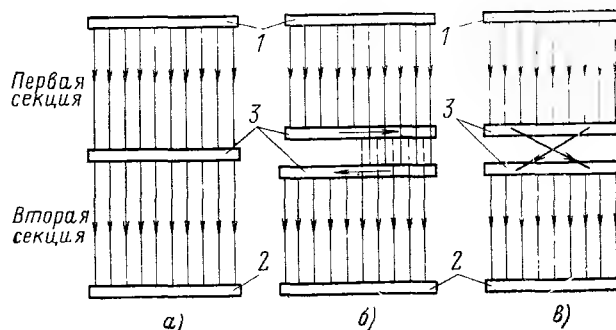


Рис. 11.21. Коллекторы и их включение в трубной системе поверхности нагрева.

а — линейная схема; б — передача потока через смешивательные коллекторы; в — передача потока через перекидные трубы.

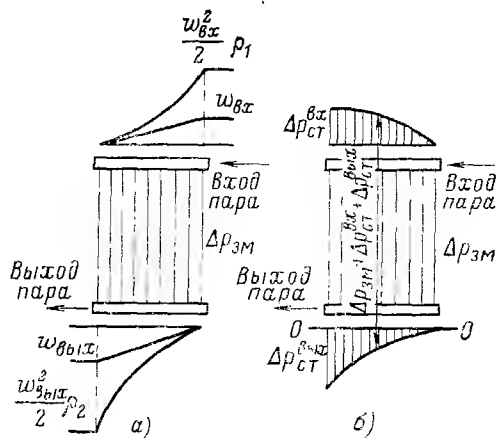


Рис. 11.22. Гидравлическая схема пароперегревателя, включенного по схеме з.

а — распределение скорости и скоростного напора; б — распределение давления.

по параллельным трубам, *выходные или собирающие* 2, в которых собирается рабочее тело и затем выдается в следующий элемент парового котла, и *промежуточные или смешительные* 3, предназначенные для выравнивания нетождественности работы труб.

Смесительные коллекторы наибольший эффект дают при однофазном потоке (паре или воде). Их широко применяют для выравнивания нетождественности работы змеевиков пароперегревателей.

Влияние входных и выходных коллекторов на работу поверхностей нагрева различно. Большое значение эти коллекторы имеют для пароперегревателя в зависимости от способа подвода пара во входной коллектор и отвода из него пара через выходной коллектор. В некоторых конструкциях применялся сосредоточенный торцевой подвод и отвод пара.

В схеме з, например (рис. 11.22), при распределении по змеевикам осевая скорость пара во входном коллекторе $w_{вх}$ снижается, в соответствии с чем падает скоростной напор $w_{вх}^2 \rho_1 / 2$ (рис. 11.22, а), переходя в статическое давление $\Delta p_{ст}^{вх}$, а к выходу собирающего коллектора, наоборот, статическое давление $\Delta p_{ст}^{вых}$ понижается. Из рис. 11.22, б следует, что крайние левые змеевики, например, работают с перепадом давления, равным $\Delta p_{зм} + \Delta p_{ст}^{вх} + \Delta p_{ст}^{вых}$, т. е. большим, чем крайние правые, имеющие перепад давлений $\Delta p_{зм}$. Различие в перепаде давлений в змеевиках, а следовательно, и их нетождественность равны сумме статических напоров во входном и выходном коллекторах, т. е. $\Delta p_{ст}^{вх} + \Delta p_{ст}^{вых}$. Такое различие относится не только к крайним змее-

викам гидравлической системы, но в равной мере и к любым сравниваемым сечениям по длине коллекторов, однако значения $\Delta p_{ст}^{вх}$ и $\Delta p_{ст}^{вых}$ берутся в соответствующих сечениях.

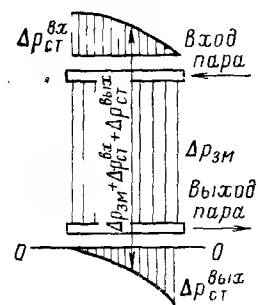


Рис. 11.23. Распределение давления в П-образной гидравлической системе с однофазной средой.

В других схемах с сосредоточенным торцевым подводом и отводом пара достигаются более благоприятные результаты, однако нетождественность работы системы параллельных труб остается еще значительной. Так, например, при сосредоточенном торцевом подводе и отводе пара по схеме П (рис. 11.23) условия входа пара аналогичны схеме з и поэтому характер распределения статического давления вдоль раздающего коллектора сохраняется, т. е. давление увеличивается по ходу среды. В собирающем коллекторе статическое давление падает к выходу.

Из рис. 11.23 следует, что крайние левые змеевики находятся в перепаде давления $\Delta p_{ст}^{вх} + \Delta p_{зм}$, а крайние правые $\Delta p_{зм} + \Delta p_{ст}^{вых}$. Различие в перепадах давления крайних левых и правых змеевиков определяется разностью статических напоров во входном и выходном коллекторах $\Delta p_{ст}^{вх} - \Delta p_{ст}^{вых}$.

Поскольку удельный объем среды после обогрева в змеевиках больше, чем до обогрева, влияние собирающих коллекторов на распределение среды по параллельным змеевикам существеннее для любой гидравлической системы.

Уменьшить влияние коллекторов можно увеличением $\Delta p_{зм}$ либо уменьшением $\Delta p_{ст}$ в коллекторах. Однако и то, и другое нецелесообразно, так как первое требует повышения рабочего давления в котле и увеличения собственного расхода, а второе — увеличения размеров коллекторов и расхода металла на них.

Уменьшить влияние скоростного напора можно заменой торцевого подвода и отвода пара (рис. 11.24, а и б) подводом и отводом посредине коллектора (рис. 11.24, в), при котором осевая скорость уменьшается в два, а скоростной напор — в четыре раза. Лучшие результаты достигаются рассредоточением подвода пара в распределительный коллектор

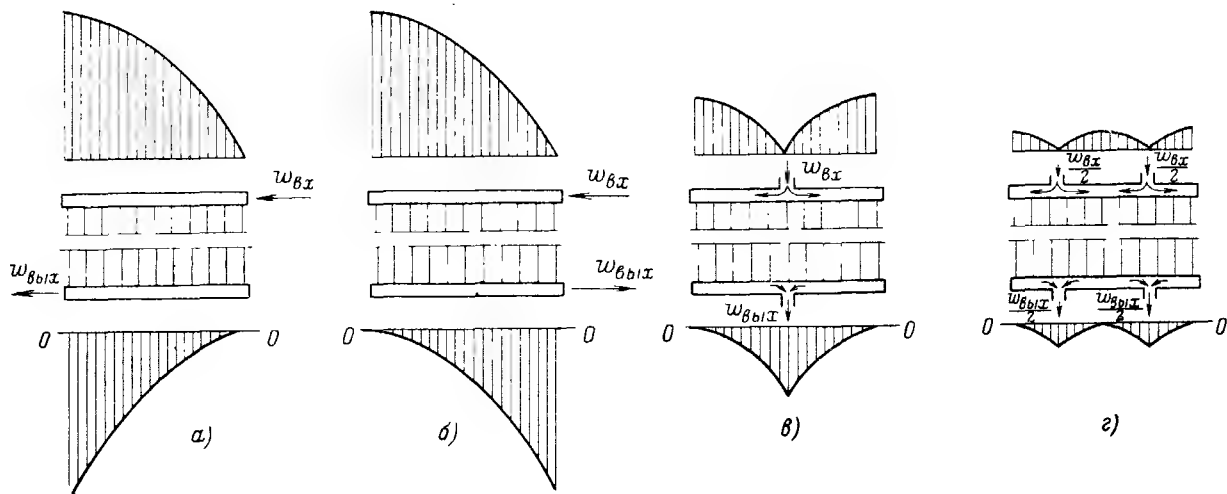


Рис. 11.24. Влияние способов подвода и отвода однофазного потока на распределение статического давления по длине коллектора.

и отвода пара из собирающего коллектора. Уже при двух подводящих и отводящих трубах (рис. 11.24,г) осевая скорость и скоростной напор снижаются соответственно в 4 и 16 раз. В современных котлах с перегревателями свежего пара, включенными между несколькими подводящими и несколькими отводящими трубами, коллекторы оказывают небольшое влияние на распределение пара. В промежуточных пароперегревателях, у которых сопротивление змеевиков относительно невелико, а сопротивление коллекторов из-за большой скорости пара в них, наоборот, значительно, влияние коллекторов может оказаться существенным. В экономайзерах ввиду малого удельного объема воды осевая скорость в коллекторах незначительна, в связи с чем не возникает вопроса о влиянии скоростного напора. В прямоточных котлах и котлах с многократной принудительной циркуляцией сопротивление парообразующих змеевиков велико, поэтому влиянием изменения давления по длине коллекторов также пренебрегают.

11.6. ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА

В эксплуатации паровой котел всегда подвержен воздействию возмущений, вызывающих нарушение установившегося режима, при котором возможно возникновение пульсирующего расхода рабочей среды. Такими возмущениями являются: изменение обогрева, давления, расхода и температуры питательной воды. Различают общекотловые и межвитковые пульсации.

Общекотловые пульсации представляют собой колебания расхода рабочей среды в отдельных трубных элементах, контурах и агрегате в целом. Они возникают под воздейст-

вием резких колебаний указанных выше параметров. В параллельных трубах в подобных сечениях параметры потока изменяются синхронно. Общекотловые пульсации являются затухающими (рис. 11.25,а); они прекращаются после устранения возмущения.

Пульсации расхода могут достигать характерного для данных условий уровня колебаний и самопроизвольно не прекращаются (рис. 11.25,б). Это означает, что через отдельные трубы расход воды (w_p) сначала возрастает до максимального, затем снижается и, пройдя среднее значение, достигает минимальной величины (иногда отрицательной), после чего снова возрастает. Далее процесс повторяется. При этом в других парообразующих трубах расход воды также имеет пульсирую-

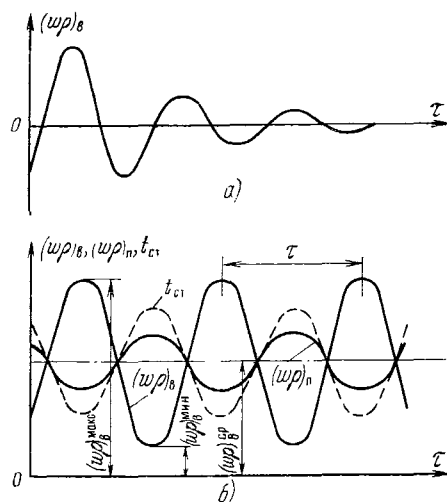


Рис. 11.25. Характер затухающих колебаний (а) и автоколебаний (б) в отдельной трубе прямоточного элемента.

щий характер, но он сдвинут по фазе. Следовательно, периодическое увеличение расхода воды через одни трубы связано с периодическим снижением его через другие при сохранении общего перепада давлений между коллекторами. Это явление, получившее название *межвитковой пульсации*, может происходить даже при постоянном общем расходе через параллельные и совместно работающие трубы.

Период пульсаций в прямооточных котлах иногда составляет десятки секунд и даже минуты. При значительной амплитуде колебаний расхода воды и указанном периоде пульсация может представлять большую опасность для парообразующих труб, так как в периоды малого расхода вследствие ухудшенного теплообмена и колеблющейся температуры стенки (кривая $t_{ст}$) металл подвергается напряжениям усталостного характера. В горизонтальных трубах может возникать расслоение потока и периодически выход верхней образующей на перегрев также с образованием трещин усталостного характера.

Межвитковая пульсация характеризуется периодом пульсаций τ и амплитудой A (см. рис. 11.25).

Для межвитковых пульсаций установлены следующие закономерности:

межвитковые пульсации могут возникать в отдельных трубах парообразующей поверхности даже при неизменном тепловом и гидравлическом режимах котла;

пульсации расхода среды сдвинуты по фазе в параллельных трубах таким образом, что суммарный расход и параметры среды на выходе из поверхности нагрева остаются неизменными;

амплитуда пульсаций расхода на входе в трубу значительно выше амплитуды на выходе из нее, а периоды пульсаций одинаковы;

максимальному расходу воды на входе соответствует минимальный расход пара на выходе — сдвиг фаз на 180° ;

в режиме межвитковой пульсации давление в парообразующих трубах колеблется с периодом, равным периоду колебаний расхода среды.

Поскольку основной причиной возникновения межвитковых пульсаций является изменение физических свойств рабочей среды в зоне начала парообразования, с повышением давления вероятность их возникновения уменьшается. При СКД пульсации встречаются реже и амплитуда их меньше, но по своему ха-

рактеру пульсации расхода при ДКД и СКД близки.

Пульсации расхода уменьшаются с ростом массовой скорости из-за увеличивающегося при этом гидравлического сопротивления на экономайзерном участке. Граничная массовая скорость в горизонтальных трубах, при которой возникают пульсации, зависит от давления p , тепловой нагрузки q , длины обогреваемой части l и внутреннего диаметра d :

$$(\omega p)_{гр}^r \propto (\omega p)_0 k_p \bar{q}^{-\frac{1}{d}}, \quad (11.42)$$

где $(\omega p)_0$ — граничная массовая скорость при давлении 10 МПа, определяемая по графикам для заданных значений дросселирования на входе и недогрева; k_p — поправочный коэффициент на давление.

В вертикальных трубах (витках) нивелирная составляющая перепада давления $\Delta p_{нив}$ уменьшает вероятность возникновения пульсаций и потому снижает $(\omega p)_{гр}$:

$$(\omega p)_{гр}^в = c (\omega p)_{гр}^r, \quad (11.43)$$

где $(\omega p)_{гр}^r$ — граничная массовая скорость в такой же горизонтальной трубе, см. (11.42); c — коэффициент для вертикальных труб,

определяемый по графикам, $c = \frac{(\omega p)_{гр}^в}{(\omega p)_{гр}^r} = f(\Delta i_{вх}; p)$; $\Delta i_{вх}$ — недогрев до кипения среды на входе; p — давление.

Подъемно-опускные и слабонаклонные элементы, у которых $\Delta p_{нив}$ не превышает 10% полного, рассчитывают, как и горизонтальные, с увеличением $(\omega p)_{гр}$ на 20%. При большем вкладе нивелирной составляющей расчет ведется, как и для вертикальных каналов. Действительная массовая скорость должна быть больше граничной: $(\omega p)_{раб} > (\omega p)_{гр}$.

В тех случаях, когда условия по граничной массовой скорости не выдерживаются, увеличивают гидравлическое сопротивление экономайзерного участка установкой дроссельных шайб. Дроссельные шайбы устанавливают на входе в трубы. Расчет дросселирования, исключающего пульсационные режимы в прямооточных котлах, необходимо вести для минимальных значений ωp . Полученная по условиям предотвращения межвитковой пульсации степень дросселирования одновременно устраняет неустойчивость гидравлической характеристики змеевиков.

12.1. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

В топочной камере паровых котлов с естественной циркуляцией обычно располагаются парообразующие трубы циркуляционных контуров. В контурах организуется непрерывное движение воды и пароводяной смеси (циркуляция), благодаря чему обеспечивается непрерывный и достаточно эффективный отвод тепла от поверхности нагрева. Это позволяет поддерживать температуру металла поверхности нагрева на допустимом уровне, следовательно, обеспечивать надежную длительную работу контуров циркуляции.

Естественная циркуляция создается движущим напором циркуляции $S_{\text{дв}}$, возникающим при обогреве подъемных вертикальных труб [см. (1.1)].

Запишем уравнение Бернулли для каждого звена циркуляционного контура. Здесь принято (рис. 12.1), что на участке 3-4 движется пароводяная смесь плотностью ρ_n , а на остальном пути, т. е. на участках 4-1-2-3 — вода плотностью ρ' при давлении в барабане. Плоскость сравнения принята на уровне коллектора (2-3).

Звено 1-2 (опускные трубы)

$$(H - h) \rho' g + p_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho' = p_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho' + \Delta p_{1,2}. \quad (12.1)$$

Аналогично для звеньев 2-3 (нижний коллектор), 3-4 (подъемные трубы) и 4-1 (водяной объем барабана) можно записать:

$$p_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho' = p_3 + \frac{w_3^2}{2} \rho' + \Delta p_{2,3}; \quad (12.2)$$

$$p_3 + \frac{w_3^2}{2} \rho' = H \rho_n g + p_4 + \frac{w_4^2}{2} \rho_n + \Delta p_{3,4}; \quad (12.3)$$

$$H \rho' g + p_4 + \frac{w_4^2}{2} \rho_n = (H - h) \rho' g + p_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho' + \Delta p_{4,1}. \quad (12.4)$$

Суммируя перепады давления в звеньях циркуляционного контура и учитывая формулу (1.1), получаем:

$$H (\rho' - \rho'_n) g = \Sigma \Delta p_r = S_{\text{дв}}. \quad (12.5)$$

При установившемся движении разность давлений столбов воды в опускных трубах и пароводяной смеси в подъемных трубах уравновешивается суммой гидравлических сопротивлений, возникающих вследствие движения рабочей среды в контуре. Отнеся все сопротивления к опускным и подъемным звеньям контура, получаем:

$$S_{\text{дв}} = \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{оп}}. \quad (12.6)$$

Разность движущегося напора циркуляции и сопротивления подъемных труб называют *полезным напором циркуляции*

$$S_{\text{пол}} = S_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{под}}. \quad (12.7)$$

Из сопоставления (12.6) и (12.7) получаем *основное уравнение циркуляции*

$$S_{\text{пол}} = \Delta p_{\text{оп}}, \quad (12.8)$$

т. е. полезный напор циркуляции расходуется на преодоление сопротивления в опускных звеньях.

На движущий напор циркуляции, а следовательно, и полезный напор циркуляции сильное влияние оказывает относительная скорость пара (w). Это влияние выражается в том, что относительная скорость пара при данном его массовом расходе в подъемных трубах приводит к уменьшению доли сечения, занятого паром ϕ , и соответствующему увеличению доли сечения, занятого водой ($1 - \phi$), в связи с чем плотность пароводяной смеси в подъемных трубах возрастает. В свою очередь относительная скорость пара, а следовательно, ϕ , $\rho_{\text{см}}$ и $S_{\text{пол}}$ зависят от скорости циркуляции w_0 , приведенной скорости пара w''_0 , давления p и диаметра труб d :

$$\rho_{\text{см}} = f(w_0; w''_0; p; d); \\ S_{\text{пол}} = f(w_0; w''_0; p; d).$$

Эти зависимости сложные, и их аналитическое решение пока не найдено. Ввиду большого числа параметров невозможно также и графическое изображение на плоскости. Поэтому $S_{\text{пол}}$ изображают на плоскости как функцию w_0 при различных значениях w''_0 и постоянных значениях остальных параметров ($p; d$). На рис. 12.2 показаны зависимости $S_{\text{пол}}$ от w_0 при различных значениях приведенной скорости пара w''_0 . С усилением обо-

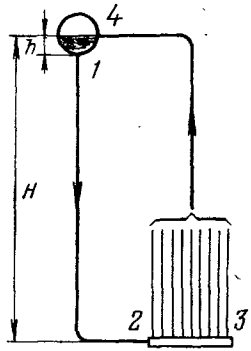


Рис. 12.1. К выводу основного уравнения циркуляции.

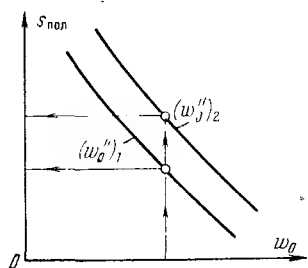


Рис. 12.2. Влияние скорости циркуляции на полезный напор при $\omega''_0 = \text{const}$ $(\omega''_0)_1 < (\omega''_0)_2$.

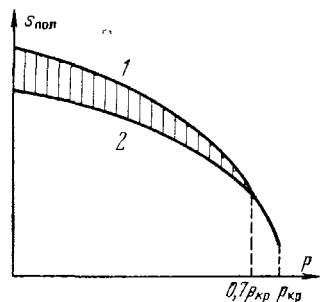


Рис. 12.3. Влияние давления на полезный напор циркуляции. 1 — без учета ω_r ; 2 — с учетом ω_r .

грева $(\omega''_0)_2 > (\omega''_0)_1$ и неизменной скорости циркуляции ω_0 плотность пароводяной смеси в подъемных трубах уменьшается, а $S_{\text{пол}}$ возрастает.

При прочих равных условиях полезный напор циркуляции зависит от давления в контуре (рис. 12.3). Чем выше давление, тем больше плотность пароводяной смеси в подъемных трубах и потому $S_{\text{пол}}$ меньше. По мере приближения к критическому давлению $S_{\text{пол}}$ уменьшается и приобретает сравнительно небольшое значение. В этих условиях естественная циркуляция малоэффективна. Предельное давление, при котором еще обеспечивается надежная естественная циркуляция в котлах, 18—19 МПа. Вместе с тем даже при СКД, но при малых потерях на трение в контуре прямоточного котла естественная циркуляция достаточна для того, чтобы вести растопку котла с вдвое уменьшенным растопочным расходом воды с отключенным рециркуляционным насосом.

Влияние относительной скорости пара зависит от давления в контуре. При низком давлении, характеризующемся снарядным движением потока, крупные образования пара вызывают большую относительную скорость пара. С повышением давления и температуры насыщения уменьшается поверхностное натяжение, пузыри пара становятся малопрочными и мелкими, относительная скорость пара при этом уменьшается. При $p/\rho_{\text{кр}} > 0,7$ (см. рис. 12.3) влиянием относительной скорости пара можно пренебречь.

Напомним, что напорная плотность пароводяной смеси зависит от истинного объемно-

го паросодержания ϕ [см. (9.40)]. Используя равенство (12.5), получаем удобную для расчета формулу движущего напора циркуляции

$$S_{\text{дв}} = H(\rho' - \bar{\rho}_n)g = H\phi(\rho' - \rho'')g. \quad (12.9)$$

Формула (12.9) выведена в предположении, что подъемные трубы циркуляционного контура содержат пароводяную смесь на всей их высоте. В действительности развитое кипение в подъемных трубах начинается выше входа, в соответствии с чем вся высота труб делится на экономайзерный $H_{\text{эк}}$ и парообразующий $H_{\text{пар}}$ участки.

Сечение, в котором начинается развитое кипение, называют *сечением закипания**. Высота парообразующего участка подъемных труб

$$H_{\text{пар}} = H - H_{\text{эк}}, \quad (12.10)$$

которая и подставляется в (12.9) для определения движущего напора циркуляции.

При некипящем экономайзере энтальпия воды на выходе из него $i''_{\text{эк}} < i'$ и потому температура воды в барабане ниже температуры кипения. Количество поступающей из подъемных труб кипящей воды в барабан больше, чем питательной воды, на величину, определяемую кратностью циркуляции K , и потому недогрев до кипения в барабане

$$\Delta i_6 = \frac{i' - i''_{\text{эк}}}{K}. \quad (12.11)$$

Следовательно, на входе в опускные трубы вода в общем случае недогрета до кипения**. Недогрев до кипения возрастает по мере движения воды в опускных трубах за счет увеличения гидростатического давления воды и достигает наибольшего значения в нижнем коллекторе циркуляционного контура

$$\Delta i_{\text{н.к}} = \Delta i_6 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(H_{\text{оп}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}}}{\rho' g} \right). \quad (12.12)$$

Здесь $\frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g$ — изменение энтальпии воды на единицу высоты, кДж/(кг·м); $\Delta p_{\text{оп}}$ — гидравлическое сопротивление опускных труб, Па.

С таким недогревом вода поступает в подъемные трубы, по мере движения в них до сечения закипания гидростатическое давление уменьшается и потому соответствующий недогрев уменьшится на величину

$$\Delta i_{\text{эк}} = H_{\text{эк}} \rho' g \frac{\Delta i'}{\Delta p}. \quad (12.13)$$

* В литературе равнозначный термин — точка закипания.

** При подаче всей питательной воды на барботажное паропромывное устройство (см. § 15.4) недогрев до кипения ликвидируется за счет конденсации части барботирующего пара.

Следовательно, недогрев воды на единицу расхода (1 кг) до сечения закипания составляет:

$$\Delta i_6 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(H_{\text{он}} - \frac{\Delta p_{\text{он}}}{\rho' g} \right) - H_{\text{эк}} \rho' g \frac{\Delta i'}{\Delta p}, \quad (12.14)$$

а на общий расход циркулирующей воды G , кг/ч,

$$\left[\Delta i_6 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(H_{\text{он}} - \frac{\Delta p_{\text{он}}}{\rho' g} \right) - H_{\text{эк}} \rho' g \frac{\Delta i'}{\Delta p} \right] G. \quad (12.15)$$

При условии постоянного тепловосприятия по высоте рассматриваемого контура за этот же период времени на экономайзерном участке передается теплота

$$Q_{\text{эк}} = \frac{H_{\text{эк}} Q_{\text{конт}}}{H_{\text{конт}}}, \quad (12.16)$$

где $Q_{\text{конт}}$ — тепловосприятие контура, кДж/ч; $H_{\text{конт}}$ — обогреваемая высота контура, м.

Высота экономайзерного участка определяется исходя из баланса теплоты на этом участке: количества теплоты, которую необходимо передать в единицу времени воде для подогрева ее до кипения на экономайзерном участке (12.15), и количества теплоты, полученной за то же время из топки на экономайзерном участке (12.16), откуда

$$H_{\text{эк}} = \frac{\Delta i_6 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(H_{\text{он}} - \frac{\Delta p_{\text{он}}}{\rho' g} \right)}{\frac{Q_{\text{конт}}}{H_{\text{конт}}} G + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g}. \quad (12.17)$$

12.2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНТУРОВ ЦИРКУЛЯЦИИ

Различают простые и сложные контуры естественной циркуляции. В простом контуре циркуляции (рис. 12.4, а, б) все подъемные

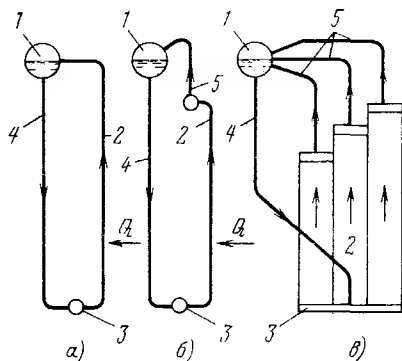


Рис. 12.4. Схема простого (а, б) и сложного (в) контура циркуляции.

1 — барабан; 2 — подъемные трубы (панели); 3 — коллектор; 4 — опускные трубы; 5 — пароотводящие трубы.

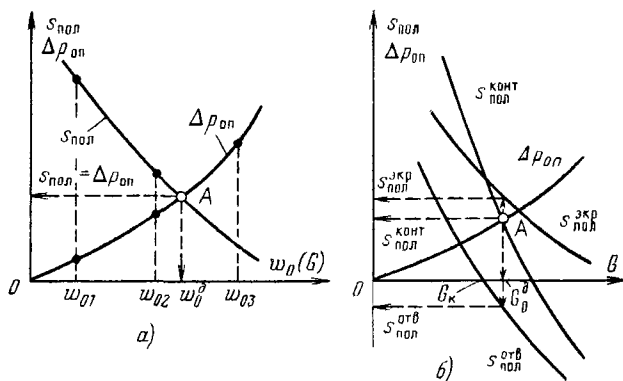


Рис. 12.5. Диаграмма циркуляции простого контура.

а — с непосредственным присоединением парообразующих труб к барабану; б — с пароотводящими трубами; А — рабочая точка диаграммы; w_0 — действительная скорость циркуляции (расход воды).

трубы имеют одинаковые геометрические характеристики — диаметр, длину и конфигурацию труб и одинаковые условия обогрева. Простые контуры циркуляции не имеют общих элементов с другими контурами. Примером такого контура может служить топочный экран. Отличительными особенностями сложного контура (рис. 12.4, в) являются различные геометрических характеристик подъемных труб и их обогрева. Общими элементами являются опускные трубы, обеспечивающие питание подъемных звеньев всех циркуляционных контуров, образующих сложный контур [2].

Простой контур циркуляции. Основное уравнение циркуляции (12.8) решают графоаналитически. Обе части уравнения зависят от расхода воды (скорости циркуляции): $S_{\text{пол}} = f(w_0)$ и $\Delta p_{\text{он}} = f(w_0)$. С увеличением w_0 полезный напор циркуляции уменьшается (см. рис. 12.2), а гидравлическое сопротивление опускных звеньев контура растет пропорционально квадрату расхода. Пересечение кривых $S_{\text{пол}}$ и $\Delta p_{\text{он}}$ определяет рабочую точку А диаграммы циркуляции (рис. 12.5, а), координаты которой удовлетворяют уравнению циркуляции (12.8).

Для построения диаграммы циркуляции обычно задаются тремя значениями скоростей циркуляции: w_{01} ; w_{02} ; w_{03} . В ходе выполнения расчета циркуляции последовательно определяют: гидравлическое сопротивление опускных труб, по которым движется вода [см. формулы (9.43) и (9.50)]; высоту экономайзерного участка (12.17) и соответственно высоту парообразующего участка (12.10), относительное сечение, занятое паром (9.34), движущий напор циркуляции (12.9), сопротивление подъемного участка, по которому движется пароводяная смесь (9.49), полезный напор циркуляции (12.7).

По результатам расчета строят диаграмму циркуляции (рис. 12.5, а), включающую зависимости $S_{\text{пол}} = f(w_0)$ и $\Delta p_{\text{оп}} = f(w_0)$. В рабочей точке диаграммы определяют действительную скорость циркуляции $w_0^{\text{д}}$, которая в совокупности с количеством образующегося в контуре пара $G_{\text{п}}$ позволяет определить кратность циркуляции K в контуре.

В современных паровых котлах контуры циркуляции, как правило, выполняются простыми в виде панелей топочных экранов с пароотводящими трубами (рис. 12.4, б). В таком контуре движущий напор образуется и в обогреваемых экранных трубах, и необогреваемых пароотводящих трубах, поскольку они также заполнены пароводяной смесью (12.5, б).

Соответствующие им полезные напоры в обогреваемых $S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}}$ и пароотводящих $S_{\text{пол}}^{\text{ОТВ}}$ трубах. Суммарный полезный напор контура $S_{\text{пол}}^{\text{КОТ}} = S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}} + S_{\text{пол}}^{\text{ОТВ}}$ затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления опускных труб $\Delta p_{\text{оп}}$. Координаты точки А пересечения кривых дают действительный расход воды в контуре $G_0^{\text{д}}$ и полезный напор $S_{\text{пол}}^{\text{КОТ}}$. Действительные полез-

ные напоры экранных и пароотводящих труб выражаются ординатами точек на соответствующих кривых при $G_0^{\text{д}}$. Суммарное сечение пароотводящих труб меньше сечения экранных, поэтому при больших расходах ($G > G_{\text{к}}$) их сопротивление может оказаться больше того полезного напора, который в них вырабатывается. В итоге $S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}}$ частично затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления пароотводящих труб.

Сложный контур циркуляции. Для сложного контура циркуляции с общей опускной системой (рис. 12.4, в) в рекомендованной последовательности строят кривые полезных напоров $S_{\text{пол I}} = (S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}} + S_{\text{пол}}^{\text{ОТВ}})_I$, $S_{\text{пол II}} = (S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}} + S_{\text{пол}}^{\text{ОТВ}})_{II}$ и $S_{\text{пол III}} = (S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}} + S_{\text{пол}}^{\text{ОТВ}})_{III}$ для каждого подъемного звена сложного контура (рис. 12.6). Поскольку все звенья сложного контура ра-

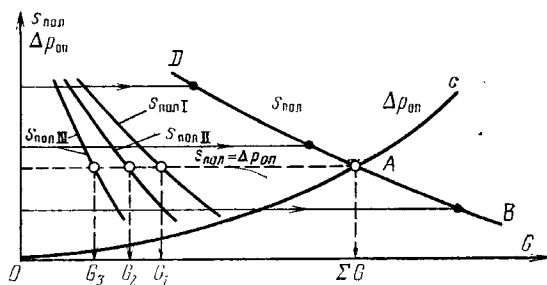


Рис. 12.6. Диаграмма циркуляции сложного контура.

ботают параллельно в общем перепаде давления, их циркуляционные характеристики суммируют сложением расходов воды при одинаковых значениях полезных напоров (по абсциссам) и находят суммарную характеристику DB . Строят также кривую OC сопротивления опускного (водоподводящего) участка контура, общего для всех подъемных звеньев. Пересечение кривых DB и OC определяет рабочую точку А диаграммы циркуляции, по которой находят суммарный расход воды в сложном контуре ΣG и полезный напор $S_{\text{пол}}$.

Расход воды в звеньях находят по точкам пересечения горизонтали, проведенной через рабочую точку диаграммы, с кривыми полезного напора циркуляции для каждого звена контура. По расходу воды и количеству полученного пара в каждом звене (панели) находят действительные значения соответственно W_0 и K , а также подсчитывают $W_{\text{оп}}$ и общую кратность циркуляции сложного контура.

В настоящее время расчеты циркуляции выполняют на ЭВМ. Это позволяет без большой затраты времени производить варианты расчеты циркуляции для различных конструктивных и режимных параметров котла.

На АЭС с ВВЭР применяются вертикальные и горизонтальные парогенераторы (см. § 24.2). В обоих типах парогенераторов парообразующей поверхностью нагрева являются трубные пучки, погруженные в большой объем кипящей воды. Механизм и гидродинамика таких систем отличаются от гидродинамики циркуляционных систем паровых котлов ТЭС (в которых кипящая вода движется внутри труб) и недостаточно изучены. Для них отсутствуют надежные данные для расчета движущих и полезных напоров циркуляции, нет достоверных моделей механизма циркуляции воды через трубные пучки, не выражены четко звенья опускного и подъемного движения воды.

Между тем циркуляция воды в межтрубном пространстве получила широкое применение как в горизонтальных, так и в вертикальных парогенераторах АЭС отечественных конструкций и за рубежом. В вертикальных парогенераторах трубный пучок огражден обечайкой и потому с некоторыми допущениями можно выделить конструктивно оформленные опускной и подъемный звенья циркуляционного контура. Составление расчетной схемы контура циркуляции проще, и для нее еще можно применить описанную выше Нормативную методику расчета циркуляции паровых котлов.

В горизонтальных парогенераторах отсутствуют конструктивно оформленные элементы циркуляционного контура. Циркуляция организуется в объеме с погруженным трубным

пучком. Поэтому необходим предварительный анализ характера циркуляции среды через свободно погруженные пакеты конкретной конструкции с целью определения конфигурации расчетного контура.

12.3. ПОЛНАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПАРООБРАЗУЮЩИХ ТРУБ И ЕЕ ЗНАЧЕНИЕ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ

Полная гидравлическая характеристика парообразующей трубы выражает зависимость полезного напора циркуляции от расхода и включает подъемное и опускное движение рабочей среды. Для ее построения рассмотрим сначала закономерности распределения плотности пароводяной смеси в парообразующей трубе в зависимости от скорости циркуляции при постоянной интенсивности обогрева.

На рис. 12.7 показано, что без учета относительной скорости пара w_r ($\varphi = \beta$) и трения в трубах $\Delta p_{тр}$ кривая $\rho_{см}$ симметрична, опирается своей вершиной в точке, отвечающей скорости циркуляции $w_0 = 0$ и граничной плотности ρ'' . Это означает, что при нулевом расходе воды труба заполнена только паром. Увеличение расхода воды при данном обогреве приводит к росту плотности пароводяной смеси, которая при больших w_0 асимптотически приближается к своему предельному значению ρ' .

Полная гидравлическая характеристика парообразующей трубы контура циркуляции для указанных выше условий ($w_r = 0$; $\Delta p_{тр} = 0$) представляет собой зеркальное изображение

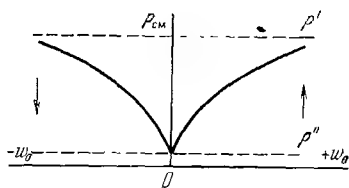


Рис. 12.7. Характер изменения плотности пароводяной смеси $\rho_{см}$ в зависимости от w_0 в режимах подъемного и опускного движения.

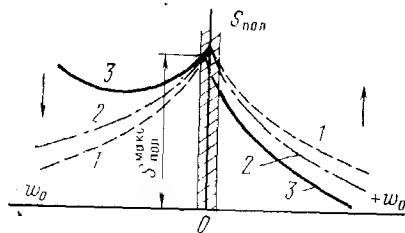


Рис. 12.8. Влияние скольжения пара и трения на полную гидравлическую характеристику парообразующей трубы. 1 — теоретический напор циркуляции (без учета скольжения пара и трения); 2 — с учетом скольжения пара; 3 — с учетом скольжения и трения.

кривой $\rho_{см}$ (кривая 1 на рис. 12.8). Для этих условий $\varphi = \beta$.

По мере уменьшения скорости циркуляции w_0 полезный напор симметрично увеличивается и в пределе стремится к своему максимальному значению

$$S_{пол}^{макс} = H(\rho' - \rho'') g. \quad (12.18)$$

На полезный напор циркуляции большое влияние оказывает относительная скорость пара. В зависимости от направления потока это влияние различно. В подъемном движении смеси w_r уменьшает φ , увеличивает $\rho_{см}$ и потому уменьшает $S_{пол}$, а в опускном, наоборот, увеличивает φ , снижает $\rho_{см}$ и потому увеличивает $S_{пол}$ (кривая 2). Однако наибольшее значение полезного напора циркуляции по мере приближения к нулевой скорости циркуляции будет меньше, чем определенное по (12.18).

Силы трения всегда направлены против движения, в связи с чем в подъемном движении потери напора на трение уменьшают $S_{пол}$, а в опускном — увеличивают его (кривая 3).

Понятие нулевой скорости циркуляции условное, поскольку подъемная труба обогревается и потому выдает пар в количестве, отвечающем приобретенной теплоте. Для выработки пара она должна получать воду. Скорость поступающей в подъемные трубы воды, которая восполняет расход пара при обогреве в отсутствие циркуляции, называется *скоростью подпитки* $w_{подп}$. Скорость подпитки означает, во-первых, малое количество воды, поступающей в парообразующую трубу снизу, и, во-вторых, предполагает возможность поступления в нее воды сверху. В этих условиях в парообразующей трубе возможно и подъемное и опускное движение. Область очень малых положительных и отрицательных скоростей циркуляции (заштрихованная область на рис. 12.8) обычно исключается из рассмотрения.

Правая ветвь полной гидравлической характеристики отвечает подъемному движению среды, левая — опускному (опрокинутому). Взаимное расположение ветвей характеристики зависит от давления в контуре. При низком давлении велико влияние относительной скорости пара и потому левая ветвь характеристики располагается на диаграмме выше любой точки правой ветви (рис. 12.9, а). При высоком давлении, наоборот, относительная

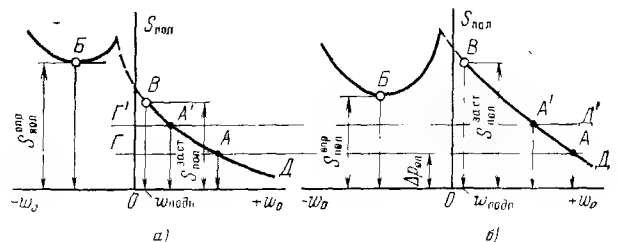


Рис. 12.9. Влияние давления на полную гидравлическую характеристику парообразующей трубы. а — низкое давление; б — высокое давление.

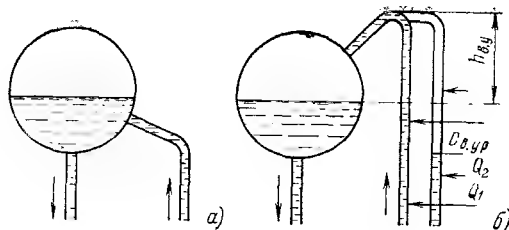


Рис. 12.10. Схемы подвода парообразующих труб в барабан.

а — в водяной объем; б — в паровой объем.

скорость пара невелика, меньше гидравлическое сопротивление и, следовательно, значительная область левой ветви характеристики ориентируется ниже части правой ветви кривой, отвечающей малым скоростям циркуляции (рис. 12.9,б). На правой ветви характеристики можно выделить точку В, отвечающую расходу воды при скорости подпитки $(\omega p)_{\text{подп}}$. Ордината этой точки выражает полезный напор застоя $S_{\text{пол}}^{\text{заст}}$, при котором движение среды практически прекращается и возникает явление застоя циркуляции. Застой циркуляции охватывает область очень медленного движения воды в обогреваемой трубе вверх или вниз, однако пар движется только вверх, барботируя через столб находящейся в трубе воды. Застой циркуляции возникает в контуре с парообразующими трубами, включенными в водяной объем барабана, т. е. ниже уровня в нем воды (рис. 12.10,а). При подводе труб в паровой объем барабана (рис. 12.10,б) в условиях очень медленного движения в них воды полезный напор недостаточен для преодоления сопротивления опускных труб и подъема среды до высшей отметки подъемных труб контура. В этих условиях в них образуется свободный уровень воды. Левая ветвь характеристики, описывающая устойчивое опускное движение, имеет минимум в точке В (см. рис. 12.9). Процесс перехода от подъемного движения к опускному проходит через нулевую скорость и носит название *опрокидывания циркуляции*. Ордината точки В выражает полезный напор опрокидывания $S_{\text{пол}}^{\text{опр}}$, при котором восходящее движение в парообразующих трубах сменяется опускным.

Расстояние между горизонтальной линией ГД (рис. 12.9) и осью абсцисс выражает перепад давления в опускных трубах $\Delta p_{\text{оп}} = S_{\text{пол}}^{\text{конт}}$, который согласно уравнению (12.8) дает рабочую точку А диаграммы циркуляции. По мере увеличения этого перепада давления (линия Г'Д' на рис. 12.9) расход воды уменьшается, однако при низком давлении раньше

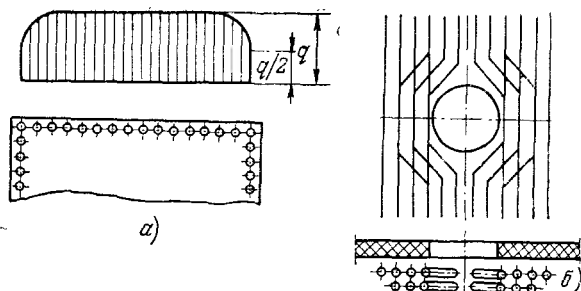
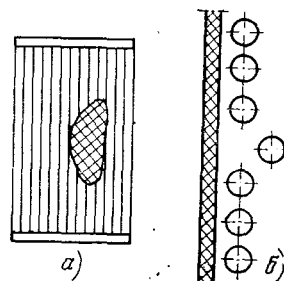


Рис. 12.11. Конструктивные особенности топочных экранов, вызывающие неравномерность тепловосприятия параллельных труб.

а — по ширине экрана; б — по высоте вследствие затененности труб в местах разводки для образования амбразур горелочных устройств.

Рис. 12.12. Неравномерность тепловосприятия экранных труб, вызываемая шлакованием (а) и выходом из ранжира отдельных труб экрана (б).



наступает напор застоя и потому более вероятен застой циркуляции или свободный уровень в зависимости от способа подвода пароводяных струй в барабан (рис. 12.9,а), а при высоком давлении раньше достигается напор опрокидывания и потому более вероятно опрокидывание циркуляции (рис. 12.9,б).

Контур циркуляции представляют собой системы параллельно включенных труб, которые реально обогреваются по-разному. Неодинаковый обогрев отдельных труб может вызывать конструктивными особенностями системы или условиями эксплуатации. Так, по конструктивным особенностям угловые трубы систематически получают примерно в 2 раза меньше тепла, чем срединные (рис. 12.11,а), в месте разводки труб у амбразур горелок на некоторой высоте часть труб оказываются затененными от воздействия прямого излучения факела (рис. 12.11,б). В эксплуатации, например, при сжигании твердого топлива и нарушении топочного режима отдельные участки топочных экранов как по ширине, так и по высоте могут покрываться слоем шлака (рис. 12.12,а), через который трубам передается существенно меньше теплоты из-за малой его теплопроводности. В ряде случаев из-за нарушения креплений возможен выход из ранжира отдельных труб экрана (рис. 12.12,б), которые оказываются более освещенными и получающими больше теплоты, а другие — затененными и получающими меньше теплоты.

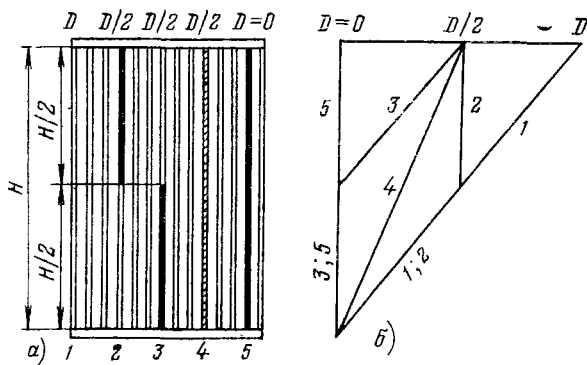


Рис. 12.13. Влияние характера шлакования парообразующих труб на количество образующегося в них пара.

На рис. 12.13,а показана система параллельно включенных подъемных труб контура циркуляции, геометрические и конструктивные характеристики которых одинаковы. Предположим, что некоторые трубы системы зашлакованы. Незашлакованные трубы работают в расчетном режиме, получают расчетное количество теплоты и выдают расчетное количество пара D (например, труба 1). Допустим, что труба 2 зашлакована только на верхней половине, но так, что в этой части трубы не образуется пар, а нижняя — получает половинное количество теплоты и потому труба в целом выдает пар $D/2$. В трубе 3 также образуется пар в количестве $D/2$, но в отличие от трубы 2 она зашлакована только в нижней половине. Труба 4 зашлакована равномерно по всей высоте, но в такой степени, что выдает пар также в количестве $D/2$. И, наконец, труба 5 на всей высоте зашлакована настолько, что она не получает теплоты и потому $D=0$. Полагая обогрев всех труб по высоте равномерным, можно принять линейный характер приращения количества в них пара (рис. 12.13,б). Из этого же рисунка следует, что трубы с разным обогревом выдают разное количество пара и, следовательно, в них развивается различный движущий напор циркуляции; трубы незашлакованные выдают расчетное количество пара и в них развивается наибольший движущий напор: $S_{\text{дв}} = H_{\text{пар}} \Phi (\rho' - \rho'') g$. Вместе с тем трубы, получающие одинаковое количество теплоты и потому выдающие равное количество пара (в приведенном примере $D/2$), но зашлакованные на различных участках, развивают не только меньший движущий напор, но и различный по значению, так как при данном тепловосприятии труб и соответствующем рд пар будет заполнять трубы на разной высоте: трубу 3 только в ее верхней половине $H/2$, трубу 4 по всей высоте H , трубу 2 также по всей высоте, но с меньшей плотностью.

На рис. 12.14 приведены кривые полезных напоров циркуляции для системы труб с разным обогревом. Как было показано, в них развиваются различные движущие напоры циркуляции. Для такой системы характерно, что все подъемные трубы включены в общие коллекторы и работают они в общем для всех вынужденном перепаде давления Δp , равном $S_{\text{пол}}$ (см. 12.8). Отсюда следует, что полезный напор циркуляции для всех труб контура одинаков. Однако этот общий для всех труб контура полезный напор при неодинаковом обогреве подъемных труб отвечает разному расходу циркулирующей в этих трубах воды. При

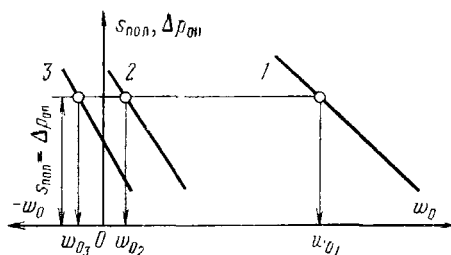


Рис. 12.14. Влияние неравномерности обогрева параллельно включенных парообразующих труб циркуляционного контура на направление движения и скорость циркуляции.

1 — $S_{\text{пол}}$ сильнообогреваемых труб (основная масса труб контура); 2 — $S_{\text{пол}}$ слабообогреваемых труб (отдельные трубы контура); 3 — $S_{\text{пол}}$ наиболее слабообогреваемых труб (отдельные трубы контура).

общем благополучии температурного режима основной массы труб из-за значительной неравномерности обогрева в некоторых из них может проходить мало воды и в них возможны нарушения циркуляции в виде появления застоя (или образования свободного уровня) или даже опрокидывания циркуляции.

Надежность циркуляции контуров проверяется по критериям надежности. Проверка отсутствия нарушения циркуляции выполняется для труб с наименьшим обогревом (с учетом 10% запаса). Производят проверку:

застоя циркуляции

$$S_{\text{пол}}^{\text{заст}} / S_{\text{пол}}^{\text{конт}} > 1,1; \quad (12.19)$$

опрокидывания циркуляции

$$S_{\text{пол}}^{\text{опр}} / S_{\text{пол}}^{\text{конт}} > 1,1; \quad (12.20)$$

свободного уровня

$$(S_{\text{пол}}^{\text{заст}} - \Delta p_{\text{в.у}}) / S_{\text{пол}}^{\text{конт}} > 1,1, \quad (12.21)$$

где $\Delta p_{\text{в.у}}$ — потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане $h_{\text{в.у}}$ (см. рис. 12.10).

Перечисленные явления крайне опасны, так как застой циркуляции или свободный уровень приводит к прекращению движения воды в контуре циркуляции, а опрокидывание циркуляции связано с переходом подъемного движения в опускное, т. е. с прохождением скоростей через нулевое значение. Все эти режимы приводят к нарушению устойчивого отвода теплоты от внутренней стенки парообразующих труб и возможности их перегрева.

Для контуров с давлением $p > 11$ МПа или местными тепловосприятиями обогреваемых труб $q > 400$ кВт/м² еще производится проверка на предотвращение возможности появления в них ухудшенного теплообмена (см. § 10.3).

12.4. ГИДРОДИНАМИКА ОПУСКНЫХ ТРУБ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА НАДЕЖНОСТЬ ЦИРКУЛЯЦИИ

Надежная работа подъемных труб циркуляционного контура обеспечивается непрерывной подачей к ним воды в необходимом количестве. Уменьшение подачи воды через опускные трубы при интенсивном обогреве подъемных труб приводит к недостаточному охлаждению и затем перегреву металла этих труб. Такая ситуация является аварийной, поскольку обычно она завершается разрывом обогреваемых парообразующих труб. При полном прекращении питания температура стенки обогреваемых труб может возрастать со скоростью до 20—25°C/с. Достаточно 10—15 с, чтобы в этих условиях вывести из строя агрегат.

Недостаточный по условиям температурного режима парообразующих труб расход воды через опускные трубы вызывается либо их большим гидравлическим сопротивлением, либо захватом в них пара.

Гидравлическое сопротивление опускных труб. При анализе работы опускных труб различают два случая: подача воды из экономайзера в барабан при температуре насыщения (кипящий экономайзер $t''_{\text{эк}} = t'$) и подача воды при температуре, меньшей температуры насыщения (некипящий экономайзер $t''_{\text{эк}} < t'$).

При кипящем экономайзере температура воды на входе в опускные трубы $t_{\text{вх}} = t'$ (рис. 12.15, а). По пути движения воды в барабане до входа в опускные трубы ее скорость ничтожна и потому скоростным напором за

счет непараллельности стенок барабана можно пренебречь. Изменение давления возникает только вследствие роста гидростатического давления по линейному закону (линия ab на рис. 12.15, б). На входе в опускные трубы давление больше, чем давление на уровне воды в барабане, на величину (отрезок bc)

$$\Delta p_6^{\text{гидр}} = h_{\text{вх}} \rho' g. \quad (12.22)$$

При входе в опускные трубы скорость воды существенно возрастает, что связано с понижением статического давления как вследствие создания скоростного напора, так и из-за неизбежных потерь энергии на преодоление местных сопротивлений. В связи с этим давление на входе в опускные трубы уменьшится на (отрезок bd)

$$\Delta p_{\text{вх}} = (1 + \xi_{\text{вх}}) \frac{w_{\text{он}}^2}{2} \rho'. \quad (12.23)$$

При дальнейшем движении воды по опускным трубам давление снова возрастает вследствие увеличения гидростатического давления столба воды по линии de , достигая превышения давления по сравнению с давлением на входе на величину ef :

$$\Delta p_{\text{он}}^{\text{гидр}} = H_{\text{он}} \rho' g, \quad (12.24)$$

а с учетом потери давления на преодоление сопротивления трения и в местных сопротивлениях

$$\Delta p_{\text{он}} = \left[H_{\text{он}} - \frac{w_{\text{он}}^2}{2g} \left(\frac{\lambda l}{d} + \Sigma \xi \right) \right] \rho' g, \quad (12.25)$$

где

$$\left(\frac{\lambda l}{d} + \Sigma \xi \right) \frac{w_{\text{он}}^2}{2g} < H_{\text{он}}.$$

Из рис. 12.15 следует, что при движении воды по опускным трубам давление неуклонно повышается, за исключением только на входе воды в опускные трубы, где имеет место некоторое понижение давления. Однако, если принять, что $\Delta p_6^{\text{гидр}} > \Delta p_{\text{вх}}$, т. е.

$$h_{\text{вх}} > (1 + \xi_{\text{вх}}) \frac{w_{\text{он}}^2}{2g}, \quad (12.26)$$

то, как следует из рис. 12.15, б, давление воды в любой точке опускной системы будет превышать давление на уровне воды в барабане p_6 . Увеличивающемуся давлению отвечает соответствующее распределение энтальпии кипящей воды ($a'b'd'k'$ на рис. 12.15, в). Действительная энтальпия воды в любом сечении опускных труб равна i'_6 , отвечает давлению на уровне воды в барабане p_6 и в отсутствие обогрева опускных труб постоянна (линия $a'p'$). Горизонтальные участки, заключенные между этими линиями, выражают недогрев воды до кипения в соответствующих

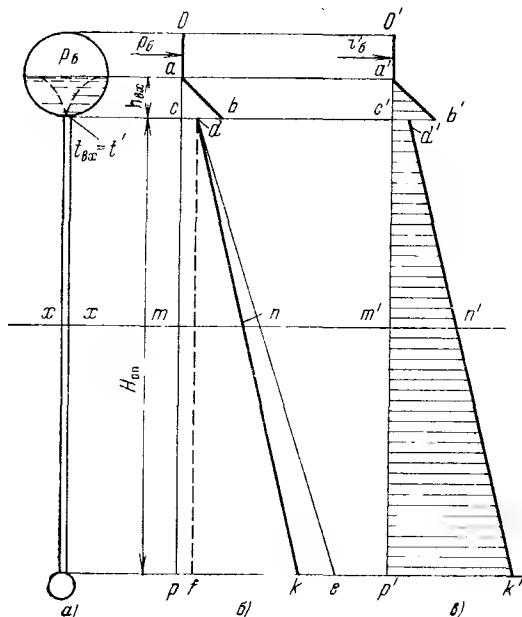


Рис. 12.15. Распределение давления и соответствующей ему энтальпии воды на линии насыщения по высоте опускных труб.

сечениях опускаемых труб; например, недогрев до кипения в сечении $x-x$ выражается отрезком $m'-n'$. Следовательно, при выполнении условия (12.26) в необогреваемых опускаемых трубах закипание воды, а следовательно, и образование пара невозможно.

Если падение давления на входе в опускаемые трубы $\Delta p_{\text{вх}}$ будет равно или превышать $\Delta p_{\text{б}}^{\text{гидр}}$, то в месте входа в опускаемые трубы

давление воды понизится настолько, что она окажется перегретой при давлении в барабане и вскипит в зоне пониженного давления. Образовавшиеся пузырьки пара будут уноситься вместе с циркулирующей водой в опускаемые трубы, где давление выше и вода окажется недогретой до кипения и потому пузырьки пара сконденсируются. Для полной конденсации пара необходимо время. В результате пузырьки пара уносятся потоком воды довольно далеко и опускаемые трубы на значительном протяжении заполняются не водой, а пароводяной смесью. Заметно растет сопротивление опускаемых труб, несколько уменьшается движущий напор циркуляции. Наличие небольшого количества пара в опускаемых трубах не опасно.

Попадание пара в опускаемые трубы. Основными причинами появления пара в опускаемых трубах являются¹:

1) образование паровых воронок на входе в опускаемые трубы и прямое попадание через них пара из парового объема барабана;

2) увлечение циркуляционной водой пузырьков пара из водяного объема барабана.

Образование паровых воронок. Надежность парообразующих труб понижается при образовании пара в зоне пониженного давления на входе в опускаемые трубы, когда не выдерживается условие (12.26). В этом случае образовавшийся пар может соединиться с неизбежными углублениями уровня на зеркале испарения, образуя паровую воронку (см. рис. 12.15, а), через которую пар из парового объема барабана поступает в опускаемую систему уже в больших количествах, нарушая и расстраивая циркуляцию воды в контурах. Воронкообразование может происходить в котлах с естественной и принудительной циркуляцией. Задача предотвращения образования паровых воронок решается созданием определенного запаса высоты уровня в барабане над входом в опускаемые трубы. Вероятность образования паровых воронок возрастает с увеличением диаметра опускаемых труб. В соответствии с Нормативным методом гидравлического расчета паровых котлоагрегатов [2] отноше-

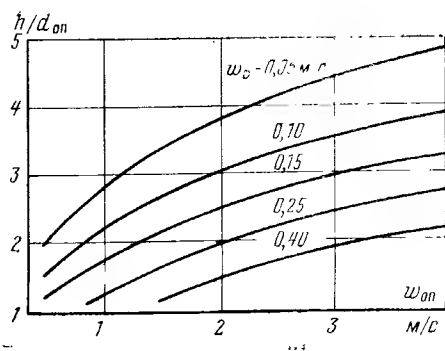


Рис. 12.16. К выбору минимальной высоты уровня воды над входом в опускаемые трубы.

ние минимальной высоты уровня h к диаметру опускаемых труб $d_{\text{оп}}$ определяется по рис. 12.16.

При некипящем экономайзере температура поступающей в барабан питательной воды ниже температуры насыщения. Эта вода, перемешиваясь с котловой водой, образует смесь с температурой, меньшей температуры насыщения при давлении на уровне воды в барабане $t_{\text{вх}} < t'$. С такой температурой вода поступает в опускаемые трубы. Этот недогрев эквивалентен недогреву воды до кипения, создаваемому запасом высоты уровня воды в барабане.

Ввиду сложности и неудобств в эксплуатации недогрев до кипения воды в барабане для стабилизации работы опускаемых труб обычно не используется. Как и при кипящем экономайзере ($t_{\text{вх}} = t'$), стабилизация работы опускаемых труб при некипящем экономайзере ($t_{\text{вх}} < t'$) обеспечивается предотвращением образования паровых воронок над входом в опускаемые трубы. Недогрев же до кипения воды на входе в опускаемые трубы при $t_{\text{вх}} < t'$ рассматривается как повышение запаса надежности.

Захват пара из водяного объема барабана. Нормальное поступление воды в опускаемые трубы может нарушаться вследствие захвата в них пара из водяного объема барабана. Пузырьки пара, находящиеся под уровнем воды в барабане при значительной скорости ее потоков, движущихся к опускаемым трубам, не успевают выделиться и уносятся этими потоками в опускаемые трубы. Такие условия могут возникать, например, при близком расположении вводов парообразующих труб в барабане и выводов из него опускаемых труб. Захват пара в опускаемые трубы предупреждают соответствующей организацией потоков воды, например установкой перегородок или сепарацией пароводяной смеси в циклонах.

¹ В опускаемых трубах пар может образоваться также при резком снижении давления в котле.

13.1. ЗАКОНОМЕРНОСТИ БАРБОТАЖНОГО ПРОЦЕССА

В паровых котлах с естественной циркуляцией движение рабочей среды возникает при обогреве подъемных труб; в агрегатах прямоточных и с многократной принудительной циркуляцией — за счет напора, создаваемого насосом. Независимо от того, каков источник, движение рабочей среды в парообразующих трубах характеризуется совместным движением обеих структурных составляющих потока:

- $\omega_{\text{п}} > 0, \omega_{\text{в}} > 0$ — подъемное движение;
- $\omega_{\text{п}} > 0, \omega_{\text{в}} < 0$ — опрокидывание потока;
- $\omega_{\text{п}} < 0, \omega_{\text{в}} < 0$ — опускное движение.

В отличие от совместного движения, в котором движутся обе фазы, различают процессы, в которых перемещается только легкая фаза при средней нулевой скорости тяжелой фазы $\omega_{\text{п}} > 0, \bar{\omega}_{\text{в}} = 0$. Такой процесс называют

барботажем пара через жидкость. Барботаж пара представляет собой специфическую форму движения двухфазной смеси, в которой пузырьки легкой фазы (пара) всплывают через толщу более тяжелой фазы (воду). Барботажное движение наблюдается в барабанах паровых котлов и парогенераторов при вводе пароводяной смеси под уровень, в барабанах-сепараторах канальных кипящих реакторов, в паропромывочных устройствах (рис. 13.1). Кроме того, оно может возникнуть при некоторых нарушениях гидродинамических режимов в парообразующих трубах: образовании свободного уровня и застое циркуляции (см. § 12.3). Знание закономерностей барботажного процесса позволяет более рационально конструировать устройства, в которых осуществляется барботаж пара через воду. Слой пароводяной смеси, в котором происходит барботаж пара, называют *динамическим (подвижным) двухфазным слоем*.

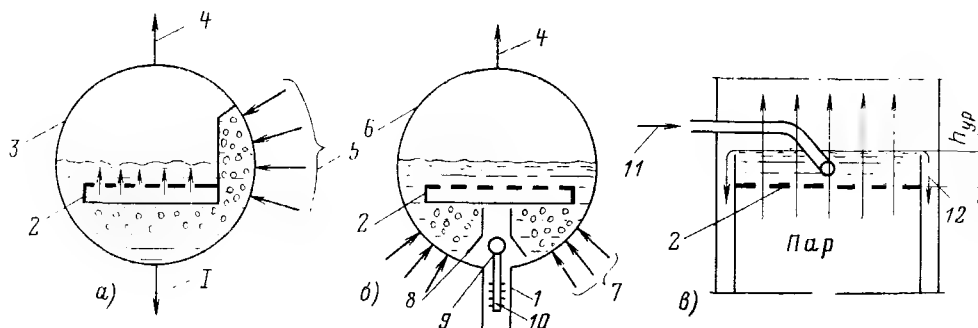


Рис. 13.1. Примеры устройств барботажа пара через слой воды.

а — в барабане парового котла; б — в барабане-сепараторе кипящего канального атомного реактора; в — паропромывочном устройстве; 1 — опускные трубы; 2 — распределительный (дырчатый) щит; 3 — барабан; 4 — паропроводящие трубы; 5 — парообразующие трубы; 6 — барабан-сепаратор; 7 — пароводяная смесь от технологических каналов; 8 — пароприемный короб; 9 — коллектор питательной воды; 10 — раздающие перфорированные патрубки; 11 — питательная (промывочная) вода; 12 — слив воды после промывки.

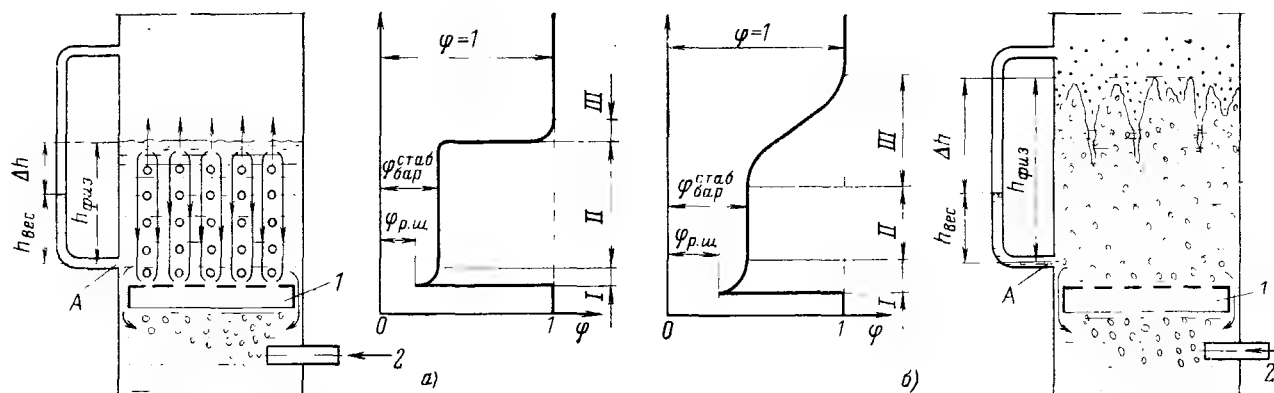


Рис. 13.2. К анализу механизма барботажного процесса и распределению паросодержания ϕ по высоте аппарата. а — при малом значении ω''_0 ; б — при высоком значении ω''_0 ; I—III — зоны динамического двухфазного слоя; 1 — паровая подушка; 2 — сопло.

Обычно барботажный процесс организует-ся подачей пара под распределительный щит с отверстиями (рис. 13.2). Пройдя отверстия щита, паровая струя дробится на отдельные пузыри, всплывающие (барботирующие) через толщу воды к поверхности раздела фаз. По установившейся терминологии эту поверхность называют зеркалом испарения. В действительности же она очень далека от зеркально-гладкой и по существу представляет собой бурлящую поверхность обычно со значительными всплесками и глубокими впадинами от разрыва поверхности раздела, всплывающими к поверхности пузырьками пара. В процессе барботажа пузырьки пара увлекают за собой воду, создавая циркуляцию ее, которая у стенок или между цепочками пузырей опускается. В результате при барботаже устанавливается нулевой средний расход воды $\bar{w}_в = 0$ при положительном расходе пара $w_п > 0$.

Барботажный процесс организуется в аппарате, например в вертикальной колонке (рис. 13.2). Наблюдаемый по водоуказательной колонке уровень воды ниже, чем в аппарате, так как вода в нем имеет температуру кипения и, кроме того, пронизана пузырьками пара и образует пароводяную смесь, плотность которой $\rho_{бар}$. Вода в водоуказательной колонке переохлаждена по отношению к температуре насыщения при давлении барботажного процесса, и ее плотность равна $\rho_к$. В сообщающихся сосудах давление на нижнюю плоскость, проходящую через точку А, общую для водосоединительной трубки, одинаково, и поэтому

$$h_{физ} \rho_{бар} g = (h_{вес} \rho_к + \Delta h \rho_п) g. \quad (13.1)$$

Здесь плотность пара $\rho_п \ll \rho_к$, тогда

$$h_{физ} \rho_{бар} = h_{вес} \rho_к. \quad (13.2)$$

Так как $\rho_{бар} < \rho_к$, то $h_{физ} > h_{вес}$ на величину Δh . По водоуказательной колонке наблюдают *весовой уровень* $h_{вес}$, а в аппарате более высокий — *физический уровень* $h_{физ}$. Физический уровень — это уровень рабочей среды в аппарате, где паросодержание ϕ достигает значения, близкого единице. Разницу между физическим и весовым уровнями называют *набуханием уровня*.

В барботажном процессе подводимый пар распределяется по сечению аппарата в соответствии с гидравлическим сопротивлением водяного слоя, которое при сосредоточенном подводе пара различно в разных точках сечения. В целях равномерного распределения пара по сечению в водяном объеме устанавливается *распределительный щит*, гидравлическое сопротивление которого существенно

превышает гидравлическое сопротивление свободного сечения и потому является определяющим в распределении пара. Поскольку отверстия в щите выполняют равномерно распределенными, то и пар по сечению аппарата также распределяется равномерно. В целях организации движения воды распределительный щит выполняют не на все сечение аппарата, а оставляя периферийный канал для опускного движения воды. Закраины щита предотвращают неорганизованный прорыв пара мимо отверстий щита и при достаточном подводе пара облегчают формирование *паровой подушки* под распределительным щитом.

Нормальная работа распределительного щита возможна в случае образования под ним паровой подушки, при которой устанавливается непрерывное истечение пузырей через отверстия щита. В момент образования паровой подушки возникает определенная (минимальная) скорость пара в отверстиях щита $w''_{мин}$. Для устойчивого существования паровой подушки необходимо, чтобы действительная скорость истечения пара через отверстия была больше минимальной, т. е. $w'' > w''_{мин}$. Это условие легко выполняется при малом диаметре отверстий щита d_1 , когда отрывной диаметр пузырей водяного пара d_0 превышает диаметр отверстий размером 2—3 мм.

В паровых котлах ТЭС и парогенераторах АЭС в целях предотвращения перекрытия шламом погруженные в воду парораспределительные щиты выполняют с диаметром отверстий 8—12 мм и более. Образование паровой подушки в этих условиях возможно только при слиянии отдельных пузырей пара под щитом, и тогда через отверстия щита будет проходить сплошной поток пара в виде струй. При *струйном режиме* пар может увлекать из водяного объема аппарата небольшое количество отдельных капель жидкости, однако это не оказывает существенного влияния на гидродинамику распределительного щита.

Образование устойчивой паровой подушки требует создания гидростатического напора, определяемого разностью масс столбов воды и пара на высоте, равной толщине паровой подушки δ :

$$\Delta p = \delta (\rho' - \rho'') g. \quad (13.3)$$

Этот напор затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в отверстиях и создание избыточного давления, необходимого для преодоления сопротивления и прорыва водяной пленки в момент выхода пара в водяной объем над щитом (рис. 13.3). Прорыв водяной пленки возникает под действием силы $2\pi R_1 \sigma$, создающей давление $\frac{2\pi R_1 \sigma}{\pi R_1^2} = \frac{2\sigma}{R_1}$. Тогда

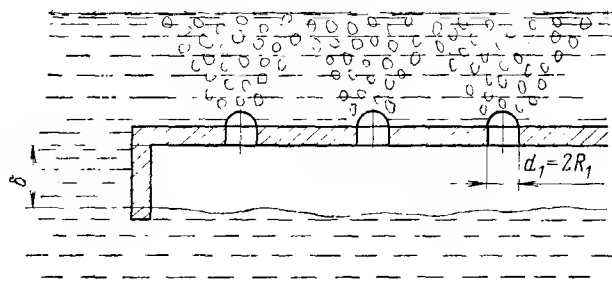


Рис. 13.3. К анализу работы подтопленного распределительного щита.

$$\Delta p = \xi_{\text{отв}} \frac{(\omega'')^2}{2} \rho'' + \frac{2\sigma}{R_1}. \quad (13.4)$$

Совместное решение (13.3) и (13.4) позволяет определить минимальную толщину слоя пара, обеспечивающую устойчивое состояние паровой подушки:

$$\delta_{\text{мин}} = \frac{2\sigma}{R_1 (\rho' - \rho'') g} + \xi_{\text{отв}} \frac{\rho'' (\omega'')^2}{2g (\rho' - \rho'')}, \quad (13.5)$$

где σ — поверхностное натяжение; $\xi_{\text{отв}}$ — коэффициент сопротивления распределительного щита, зависящий от относительного живого сечения отверстий в щите; $R_1 = d_1/2$.

Распределитель пара в виде дырчатого щита обеспечивает устойчивое образование паровой подушки и эффективность устройства только в узком диапазоне нагрузок, близких к номинальной. Увеличение паровой нагрузки аппарата приводит к росту высоты паровой подушки пропорционально квадрату отношения нагрузок $(D_x/D_{\text{ном}})^2$ и прорыву пара мимо дырчатого щита. Уменьшение нагрузки связано с неравномерным распределением пара по сечению аппарата.

В Энергетическом институте им. Г. М. Кржижановского разработана принципиально новая конструкция распределителя пара. Щит снабжен соосными относительно его отверстий пер-

форированными по высоте патрубками с заглушенными торцами (рис. 13.4). Количество, расположение и размеры отверстий патрубков определяются диапазоном изменения паропроизводительности аппарата и распределением выдачи пара над дырчатым щитом.

Пар из водяного объема аппарата поступает под щит, образуя здесь паровую подушку в пределах высоты патрубков. Отсюда пар проходит отверстия этих патрубков и выдается равномерно через отверстия подтопленного щита и слой воды над ним. При изменении паропроизводительности аппарата число «активных» отверстий саморегулируется за счет соответствующего изменения высоты паровой подушки. В результате саморегулируемости числа «активных» отверстий распределитель пара обеспечивает равномерную нагрузку зеркала испарения в широком диапазоне изменения паропроизводительности.

Как и при вынужденном движении, основной характеристикой барботажного процесса является относительное сечение, занятое паром $\phi_{\text{бар}}$. Распределение пара и воды по высоте барботажного аппарата неодинаково. Величина $\phi_{\text{бар}}$ изменяется в широком диапазоне существования структурных составляющих (воды и пара): от величины, соответствующей расходу пара непосредственно над распределительным щитом, и практически до единицы — в паровой подушке и в паровом объеме. Распределение $\phi_{\text{бар}}$ по высоте главным образом зависит от расхода пара или, что то же самое, от приведенной скорости пара ω''_0 .

Для определенного значения ω''_0 различают три зоны динамического двухфазного слоя (рис. 13.2). Им предшествует участок паровой подушки под распределительным щитом. При достаточном подводе пара он заполнен паром и потому $\phi_{\text{бар}} = 1$. Первая зона — это участок двухфазного динамического слоя, непосредственно прилегающий к распределительному щиту. Здесь стабилизируется поток. В этом процессе крупные пузыри пара дробятся на более мелкие, а мелкие объединяются в более крупные. В результате устанавливается устойчивый размер паровых пузырей. Здесь $\phi_{\text{бар}}$ изменяется от значения, равного относительному живому сечению щита $\phi_{\text{р.щ.}}$, до некоторого постоянного значения, определяемого конкретными условиями барботажного процесса $\phi_{\text{бар}}$: расходом пара и давлением. Протяженность начального участка динамического слоя ограничена и обычно составляет несколько десятков миллиметров.

Вторая зона характеризуется постоянным стабилизированным значением $\phi_{\text{бар}}^{\text{стаб}} = \text{const}$, достигнутым на выходе из первой зоны. Наи-

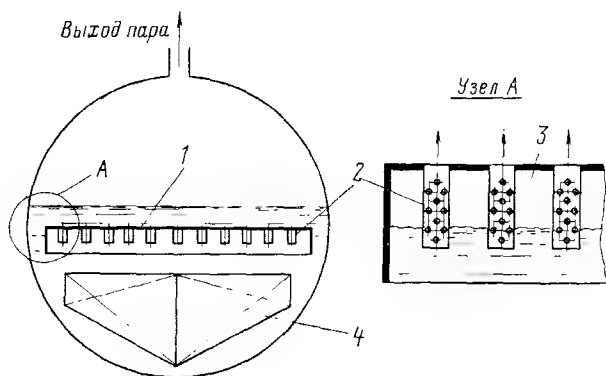


Рис. 13.4. Распределитель пара.

1 — дырчатый щит; 2 — перфорированные патрубки; 3 — паровая подушка; 4 — парообразующая поверхность нагрева.

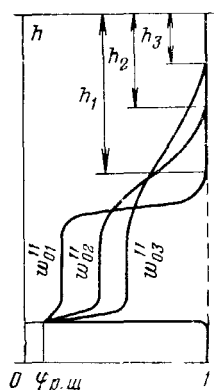


Рис. 13.5. Влияние приведенной скорости пара на распределение φ по высоте аппарата.

$w''_{01} < w''_{02} < w''_{03}$. h_1, h_2, h_3 — высоты парового объема соответственно при $w''_{01}, w''_{02}, w''_{03}$.

более полно барботажный процесс на стабилизированном участке описывается обобщенной формулой М. А. Стирковича и С. С. Кутателадзе [40].

$$\varphi_{\text{бар}}^{\text{стаб}} \approx 0,4 \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,15} \left(w''_0 \sqrt{\frac{\rho' - \rho''}{\sigma g}} \right)^{0,7}. \quad (13.6)$$

Формула применима для паросодержаний $\varphi_{\text{бар}}^{\text{стаб}} \leq 0,7$.

В третьей — переходной зоне $\varphi_{\text{бар}}$ непрерывно увеличивается от его стабилизированного значения $\varphi_{\text{бар}}^{\text{стаб}}$ до $\varphi = 1$ выше динамического двухфазного слоя. Протяженность третьей зоны зависит от w''_0 . При малой w''_0 всплывают отдельные пузыри пара, которые рассредоточены в достаточно большом объеме и поэтому не оказывают взаимного влияния. Всплывающие на поверхность пузыри мало деформируют уровень, в связи с чем граница между второй и третьей зонами четко выражена, а третья зона занимает небольшую высоту — кривая w''_{01} на рис. 13.5. С ростом w''_0 количество барботируемого пара увеличивается, пар движется цепочками, сливающимися затем в паровые струи, и устанавливается циркуляция воды. Далее количество паровых струй возрастает настолько, что они уже начинают тормозить нормальную циркуляцию воды, сток воды, увлеченной подъемным движением пара, затрудняется. В этих условиях вода задерживается более длительное время в верхних слоях динамического слоя, а это приводит к *набуханию уровня*. Поверхность раздела фаз получается более размытой, увеличивается протяженность переходной области динамического слоя, соответственно уменьшается высота парового объема аппарата h — кривая w''_{02} на рис. 13.5. Существенное влияние на гидродинамику барботажного процесса оказывает давление. С ростом давления увеличивается плотность пара, пузырьки пара всплывают медленнее, задерживаясь в водяном объеме более длительное время. Это увеличивает $\varphi_{\text{бар}}$ и потому вызывает набухание уровня и увеличение высоты стабилизированной и переходной областей. В итоге повышение давления *качественно эквивалентно* росту w''_0 . При данном весовом уровне протяженность переходной об-

ласти $h_{\text{п.о.}}$ зависит от доли сечения, занятого паром φ . Протяженность переходной области непосредственно сказывается на влажности пара, поступающего из аппарата в паросепарационное устройство. Чем больше $h_{\text{п.о.}}$, тем меньше высота парового объема (см. рис. 13.5) и выше влажность пара.

13.2. ДИНАМИЧЕСКИЙ СЛОЙ В ПАРПРОМЫВОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Для повышения качества пара широко применяется его промывка в слое чистой воды (см. § 15.4). Промывка пара обычно осуществляется в слое воды, удерживаемой на дырчатом щите при прохождении через отверстия в нем пара. С промывочного устройства вода стекает только за счет перелива через периферийные пороговые ограждения, высота которых позволяет поддерживать необходимый уровень воды (рис. 13.1, в). Такой режим является *беспровальным*.

Беспровальный режим обеспечивается силой $F_{\Delta p}$, действующей на столб воды, которая возникает за счет разности давлений пара под щитом и над уровнем воды. Эта сила равна силе гидравлического сопротивления при прохождении пара через отверстия щита и слой воды над ним

$$F_{\Delta p} = \xi_{\text{отв}} \frac{(w'')^2}{2} \rho'' \frac{\pi d^2}{4} + \xi_{\text{сл}} \frac{(w'')^2}{2} \rho'' \frac{H}{d} \frac{\pi d^2}{4}. \quad (13.7)$$

До момента, предшествующего прорыву пара через отверстие, эта сила расходуетя на преодоление силы, создаваемой массой столба воды

$$F_d = \frac{\pi d^2}{4} g \rho' h_{\text{yp}}, \quad (13.8)$$

и силы поверхностного натяжения

$$F_{\sigma} = \pi d \sigma. \quad (13.9)$$

Тогда

$$F_{\Delta p} = F_d + F_{\sigma}. \quad (13.10)$$

После подстановки (13.7) — (13.9) в (13.10) получим формулу для скорости пара w'' в отверстиях дырчатого листа, обеспечивающей беспровальную работу промывочного устройства:

$$w'' = \sqrt{\frac{2g\rho'}{\xi_{\text{отв}}\rho''} \left(h_{\text{yp}} + \frac{4\sigma}{\rho'gd} \right)}, \quad (13.11)$$

в которой приведенный коэффициент сопротивления барботажного устройства

$$\xi = \xi_{\text{отв}} + \xi_{\text{сл}} \frac{H}{d}. \quad (13.12)$$

В формулах (13.7)–(13.11) d — диаметр отверстий в дырчатом щите; $h_{ур}$ — уровень над дырчатым щитом; H — действительная высота барботажного слоя; $\xi_{отв}$ и $\xi_{сл}$ — коэффициенты сопротивления при истечении пара через отверстие щита и барботаже через слой промывочной воды.

Обычно высота паропромывочного слоя воды невелика (50–70 мм), и потому его гидравлическое сопротивление проходу пара мало по сравнению с сопротивлением отверстий дырчатого щита $\xi_{сл} < \xi_{отв}$. Поэтому в формуле (13.11) можно принять $\xi = \xi_{отв}$.

Расчет по (13.11) создает некоторый запас по скорости истечения пара через отверстия щита, поскольку действительная скорость пара будет выше, что заведомо обеспечивает гидродинамическую устойчивость барботажной промывки пара.

13.3. ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ И ПРИМЕСЕЙ НА ДИНАМИЧЕСКИЙ ДВУХФАЗНЫЙ СЛОЙ

Вода может содержать поверхностно-активные вещества, которые в основной массе концентрируются на поверхности раздела фаз, что содействует упрочнению водяных пленок, окутывающих пузырьки пара, и уменьшению размеров последних. Пузырьки пара меньших размеров всплывают медленнее. Более прочные водяные пленки разрываются с некоторой задержкой времени, благодаря чему тормозится процесс выхода пузырьков пара в паровой объем. В этих условиях динамический двухфазный слой насыщается все большим количеством пара, что также вызывает набухание слоя и повышение уровня.

Общая картина распределения паросодержания по высоте двухфазного динамического слоя при постоянном расходе пара и различных концентрациях примесей показана на рис. 13.6. Видно, что при всех концентрациях паросодержание φ увеличивается по высоте слоя. При малых концентрациях примесей на выходе из распределительного щита паросодержание невелико и далее на большой высоте сохраняется почти постоянным (медленно увеличивается φ) и, наконец, в небольшой по высоте переходной области быстро возрастает,

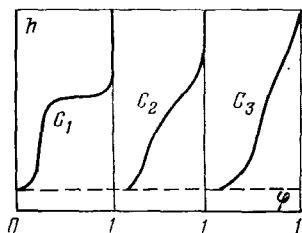


Рис. 13.6. Распределение φ по высоте аппарата при различных концентрациях и постоянном весовом уровне ($c_1 < c_2 < c_3$).

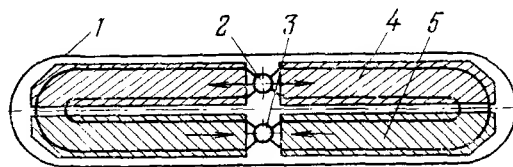
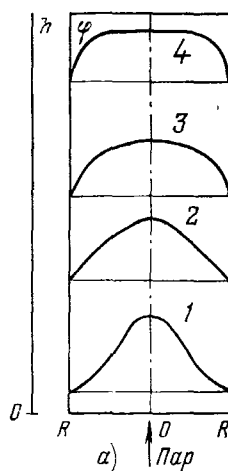


Рис. 13.7. Зоны различной интенсивности парообразования в парогенераторе АЭС с ВВЭР — горизонтальный разрез.

1 — корпус; 2 — подвод теплоносителя; 3 — отвод теплоносителя; 4 — зона интенсивного парообразования; 5 — зона умеренного парообразования.

достигая над физическим уровнем значения $\varphi \approx 1$. С повышением концентрации веществ в воде паросодержание на выходе из распределительного щита увеличивается, протяженность участка с φ , близким стабилизированному, уменьшается (а при высокой концентрации совсем исчезает), а переходная область, наоборот, существенно увеличивается.

Работа парообразующих установок различных типов протекает в условиях значительной неравномерности получения пара по горизонтальному сечению аппарата. Основной причиной неравномерности такого типа является



неравномерность тепловой нагрузки, которая может изменяться вдоль поверхности нагрева в 2–3 раза, например в мощных парогенераторах горизонтального типа АЭС (рис. 13.7).

Различают естественное выравнивание нагрузки под действием вышерасположенного слоя, через который барботирует пар, и принудительное с помощью специаль-

Рис. 13.8. Эпюры паросодержания на различных отметках (1, 2, 3, 4) по высоте слоя при симметричной (а) и асимметричной (б) исходных неравномерностях.

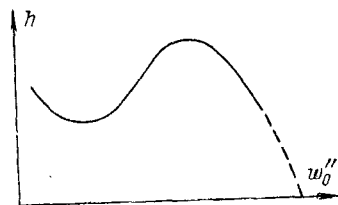


Рис. 13.9. Зависимость высоты самопроизвольного выравнивания неравномерности φ от приведенной скорости пара w_0'' .

ных выравнивающих устройств, например погруженного распределительного щита.

На рис. 13.8 показано распределение паросодержания φ для различных отметок по высоте слоя при симметричной (с подводом пара по центру сечения) и асимметричной исходных неравномерностях с естественным выравниванием паросодержания (вертикальная колонка без щита). Видно, что на входе в двухфазный слой имеет место резко выраженная неравномерность φ , которая в условиях барботажного процесса в свободном объеме в вышерасположенном слое далее выравнивается.

В результате неравномерности паросодержания возникают поперечные градиенты плотности смеси, заполняющей сечение аппарата. В свою очередь градиенты плотности вызывают направленные конвективные токи, выравнивающие паросодержание и плотность. В качестве примера на рис. 13.8 представлена эпюра φ для четырех сечений по высоте барботажного слоя. Видно, как по мере перераспределения пара уменьшается неравномерность. Однако полного выравнивания не достигается. Это объясняется тем, что вода, увлеченная паром при его барботаже, стекает в основном вблизи стенок. В аппаратах большого диаметра влияние стенок

сказывается меньше и потому подъемные и опускные токи, а следовательно, и паросодержание распределяются по сечению более или менее равномерно.

Наглядную картину влияния w''_0 на высоту, на которой наступает выравнивание потока при барботаже, дает рис. 13.9. Левая ветвь характеристики отвечает малым w''_0 и, следовательно, малым градиентам плотности, в связи с чем выравнивание достигается на большей высоте. Повышение паровой нагрузки интенсифицирует выравнивание потока, несмотря на увеличивающуюся при этом начальную неравномерность, и потому высота стабилизации меньше. Такая закономерность должна бы сохраниться и с дальнейшим ростом w''_0 , в процессе которого растет градиент плотности. Вместе с тем очень большие расходы пара приводят к резкому увеличению осевой составляющей скорости смеси, стремящейся растянуть процесс по высоте слоя. В некотором диапазоне больших w''_0 влияние скорости преобладает и высота слоя выравнивания растет. Наконец, при очень больших расходах пара (w''_0) наступает интенсивный вынос влаги из слоя. Экстраполяция этой ветви до пересечения с осью абсцисс будет отвечать полному выносу воды из аппарата и переводу барботажного процесса в вынужденное движение пароводяной смеси.

Глава четырнадцатая

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОВЕДЕНИЯ ПРИМЕСЕЙ В РАБОЧЕЙ СРЕДЕ

14.1. ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ОБОРУДОВАНИЯ

В процессе работы паротурбинной установки любого типа (КЭС, ТЭЦ, АЭС) рабочее тело загрязняется примесями. Количество и состав этих примесей определяются типом установки, составом конструкционных материалов и условиями ее эксплуатации. Основные источники загрязнений водного теплоносителя и их состав для электростанций характеризуются данными табл. 14.1.

Независимо от источника загрязнения примеси поступают в котловую воду или воду парогенератора и могут находиться в ней в растворенном и во взвешенном состояниях. При определенных условиях они могут выпадать на поверхностях нагрева, образуя отложения, ухудшающие теплопередачу и повышающие температуру стенки труб. Отложения наиболее опасны в зоне интенсивного обогрева топочных экранов и твэлов. В установках АЭС радиоактивные отложения характеризуют радиационную обстановку вокруг оборудования.

Примеси из воды частично переходят в пар и загрязняют его. Примеси пара могут давать отложения в пароперегревателях и проточной части паровой турбины. Недопустимы отложения в пароперегревателях, в которых даже при нормальных условиях выходные по пару участки змеевиков имеют предельную по

условиям работы металла температуру. Даже небольшой слой отложений вызывает недопустимо высокую температуру металла, способствующую интенсификации ползучести и окалинообразования.

Крайне отрицательно влияет также образование отложений в проточной части турбины. Они увеличивают шероховатость лопаток, потери на трение и соответственно снижают экономичность. Значительные отложения в проточной части турбины могут вызвать дополнительное осевое давление, вследствие чего приходится ограничивать ее мощность. Особенно чувствительны к отложениям турбины высокого давления, у которых из-за меньшего удельного объема пара проточная часть высокого давления выполняется соответственно меньших размеров.

Разработаны методы, ограничивающие поступление примесей с присосом в конденсаторах и с добавочной водой. Значительно труднее борьба с поступлением продуктов коррозии конструкционных материалов, особенно при околоскритическом и сверхкритическом давлении. В зависимости от типа оборудования и водного баланса электростанции в эксплуатации допускают определенный состав и концентрацию примесей питательной воды: для прямоточных котлов сотые доли миллиграмма на килограмм, для барабанных — десятки миллиграммов на килограмм и более.

Таблица 14.1

Основные источники загрязнений водного теплоносителя и их состав

Основные источники загрязнений водного теплоносителя	Состав основных загрязнений	
Присосы; в конденсаторах	Соли (хлориды, сульфаты и бикарбонаты кальция, магния и натрия), коллоидные примеси (органические вещества, кремниевая кислота), взвешенные вещества и газы (O_2 , CO_2 , N_2)	
в подогревателях питательной и сетевой воды	Соли (хлориды, сульфаты и бикарбонаты кальция, магния и натрия), кремниевая кислота и газы	
Добавочная вода: обессоленная, дистиллят	Соединения натрия, продукты коррозии металлов	Газы O_2 (обессоленная вода), CO_2 (дистиллят)
Умягченная вода	Соединения натрия, кремниевая кислота, газы (состав газобразных примесей зависит от схемы водообработки)	
Продукты коррозии конструктивных материалов	Оксиды Fe, Cu, Cr, Ni, Zn, Co, Al и др.	
Продукты радиолиза и других процессов, протекающих под действием нейтронного потока	Радиоактивные продукты коррозии металлов Fe, Mn, Co, Al, Zr и др., газы N_2 , O_2 , Xe, Kr и др.	
Искусственно вводимые добавки	Соли фосфорной кислоты, аммиак, гидразин, комплексоны	

14.2. РАСТВОРИМОСТЬ ПРИМЕСЕЙ В ВОДНОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕ И ЗАКОНОМЕРНОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ОТЛОЖЕНИЙ

В достаточно широком диапазоне высоких и сверхкритических параметров однородного водного теплоносителя (пара и воды) термодинамическая растворимость малолетучих неорганических соединений как функция свойств растворителя определяется двумя параметрами — плотностью и температурой. Растворимость описывается предложенным О. И. Мартыновой уравнением

$$\ln C = m \ln \rho - \frac{\Delta H}{RT} + \frac{\Delta S}{R}, \quad (14.1)$$

где C — растворимость вещества в водном теплоносителе; ρ — плотность H_2O при параметрах процесса; ΔH — тепловой эффект

процесса растворения; R — универсальная газовая постоянная; T — температура; ΔS — энтропия растворения вещества; m — координационное число (гидратационная характеристика).

Расчеты растворимости веществ в водном теплоносителе по (14.1) возможны при наличии надежных данных по трем параметрам, характеризующим процесс растворения: ΔH , ΔS и m . Эти данные известны только для отдельных примесей и ограниченного диапазона параметров.

Поэтому впредь до накопления необходимых данных закономерности растворимости веществ в воде и паре изучаются экспериментально. Ниже рассматриваются общие закономерности растворимости примесей в водном теплоносителе.

Растворимость примесей в воде и закономерности образования отложений. Все вещества, находящиеся в воде парового котла, по своей растворимости делятся на две группы: *трудно (мало) растворимые* и *легко (хорошо) растворимые*. К числу труднорастворимых соединений относятся соли и гидроксиды кальция и магния, окислы конструктивных материалов, с которыми соприкасается водный теплоноситель. Растворимость некоторых труднорастворимых примесей, находящихся в воде высокой температуры ТЭС и АЭС, приведена на рис. 14.1–14.3. Легкорастворимыми соединениями, присут-

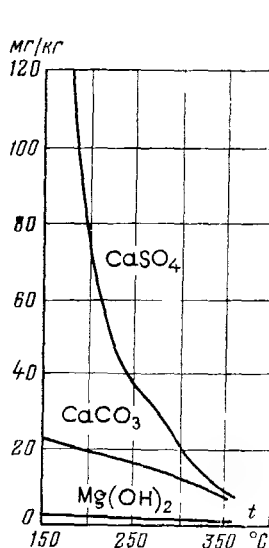


Рис. 14.1. Растворимость основных накипеобразователей, присутствующих в воде.

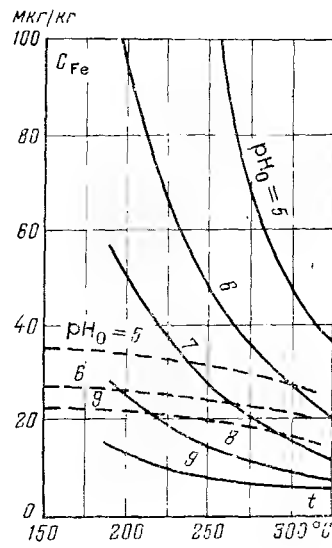


Рис. 14.2. Растворимость магнетита в кипящей воде в зависимости от температуры при различных значениях pH_0 .

— — — — — восстановительная среда;
— — — — — окислительная среда.

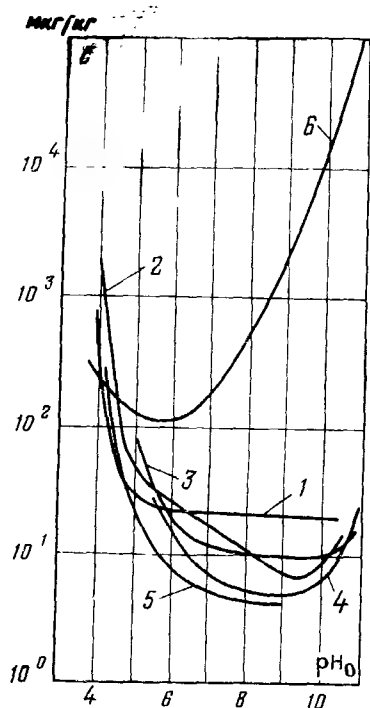


Рис. 14.3. Зависимость растворимости кислородных соединений в кипящей воде ($p = 7$ МПа).

1 — Fe (окислительная среда); 2 — Fe (восстановительная среда); 3 — Cu; 4 — Zn; 5 — Ni; 6 — Al.

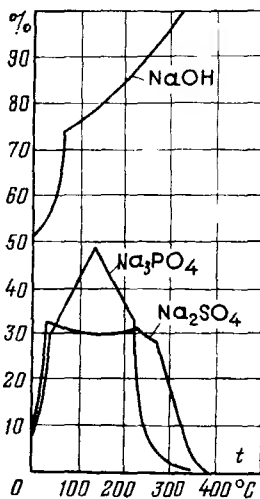


Рис. 14.4. Растворимость основных легко-растворимых соединений, находящихся в воде.

вующими в воде паротурбинных установок, являются соли и гидроокись натрия. Их растворимости приведены на рис. 14.4. Из приведенных зависимостей следует, что растворимость одних соединений с повышением температуры увеличивается, других, наоборот, уменьшается.

Учитывая различные источники поступления в воду паротурбинных установок трудно-растворимых соединений, а главное — их специфические особенности поведения в водном теплоносителе, соединения кальция и магния и окислы металлов рассматриваются отдельно.

Труднорастворимые соединения. Поступление с питательной водой труднорастворимых соединений, главным образом солей кальция и магния, ограничено. При нарушениях в работе конденсатоочистки, возрастании присосов в конденсаторе и неполадках системы водоподготовки увеличиваются их поступление и концентрация в питательной воде.

В растворе любого электролита часть растворенного вещества диссоциирует на ионы (катионы Me^{m+} и анионы Ac^{n-}), а часть остается в виде молекул. Степень диссоциации, т. е. доля диссоциированной части молекул зависит, от индивидуальных свойств растворенного вещества и температуры процесса.

Для насыщенного раствора при данной температуре произведение активных концентраций ионов $a_{Me^{m+}}^n \cdot a_{Ac^{n-}}^m$, называемое произведением растворимости ПР, величина постоянная, тогда

$$ПР = a_{Me^{m+}}^n \cdot a_{Ac^{n-}}^m, \quad (14.2)$$

где n и m — стехиометрические коэффициенты.

У веществ с положительным температурным коэффициентом растворимости $\frac{d(ПР)}{dt} > 0$, с отрицательным температурным коэффициентом растворимости $\frac{d(ПР)}{dt} < 0$.

С учетом возможного состава питательной воды в котловой воде одновременно могут присутствовать катионы Ca^{2+} , Mg^{2+} и анионы SO_4^{2-} , SiO_3^{2-} , PO_4^{3-} , CO_3^{2-} , Cl^- . В процессе упаривания концентрация всех содержащихся в воде ионов повышается, в пределе достигается произведение растворимости соединений.

Растворенные в воде вещества кристаллизуются. В первую очередь из раствора выпадают те соединения, произведение растворимости которых при данных условиях меньше. Некоторые из них кристаллизуются на поверхности нагрева, образуя *накипь*. Такие вещества называются *накипеобразователями*. Другие — кристаллизуются в объеме раствора и образуют *шлам*, и сами вещества называются *шламообразователями*. Центрами накипеобразования являются шероховатости поверхности нагрева (выступы, впадины), а шламообразования — грубодисперсные и коллоидные частицы, пузырьки газов.

Условие предотвращения отложений основных накипеобразователей Ca и Mg с анионами SO_4^{2-} , находящимися в воде, записывается так:

$$\left. \begin{aligned} a_{Ca^{2+}} \cdot a_{SO_4^{2-}} &< ПР; \\ a_{Mg^{2+}} \cdot a_{SO_4^{2-}} &< ПР. \end{aligned} \right\} \quad (14.3)$$

Для определения допустимых значений содержания соединений Ca (или Mg) и анионов накипеобразователей в воде необходимо знать растворимости в воде всех соединений, которые могут образоваться в указанных условиях, в зависимости от температуры. Такие данные для основных накипеобразователей приведены на рис. 14.1. Видно, что основные накипеобразователи имеют отрицательный температурный коэффициент растворимости, и при высоких температурах растворимость этих соединений составляет всего лишь несколько мг/кг, т. е. на три — пять порядков меньше растворимости легко-растворимых со-

лей. На основании данных о растворимости той или иной примеси при заданной температуре, например CaSO_4 , определяются активные концентрации соответствующих ионов Ca^{2+} и SO_4^{2-} , по которым затем рассчитывается произведение растворимости по (14.2).

Продукты коррозии конструкционных материалов. С питательной водой в парообразующий тракт поступают продукты коррозии ряда конструкционных материалов: железа, меди, цинка, кобальта, алюминия и др. Возможности этих соединений образовывать отложения определяются растворимостью в водной среде в условиях протекания процесса. Для большинства продуктов коррозии эти значения не превышают нескольких десятков микрограммов на килограмм¹ (рис. 14.3).

Наибольшее количество продуктов коррозии поступает в виде окислов железа, основного конструкционного материала паротурбинных установок любого давления. Железо в соединении с кислородом образует ряд окислов, основными из которых в условиях работы парообразующей установки являются гематит Fe_2O_3 и магнетит Fe_3O_4 . Наибольший интерес представляют свойства и в первую очередь растворимость магнетита, являющегося основным окислом железа при температуре ниже $550\text{--}570^\circ\text{C}$, т. е. в установках высокого давления (ВД) и сверхкритического давления (СКД).

На растворимость магнетита в воде высокой температуры очень сильное влияние оказывает pH среды. Зависимости растворимости магнетита в кипящей воде от температуры при различных значениях pH в окислительной и восстановительной средах показаны на рис. 14.2. Видно, что для широкой области высоких температур $250\text{--}350^\circ\text{C}$ ($4\text{--}18$ МПа) и $\text{pH} \approx 6\div 9$ растворимость магнетита в восстановительной среде не превышает $40\text{--}50$ мкг/кг, а в окислительной среде $20\text{--}30$ мкг/кг. Действительные концентрации этого соединения в воде много выше. Это означает, что в воде присутствуют не только истинно-растворенные окислы железа, но и коллоидные и грубодисперсные частицы. Последние независимо от размеров образуют отложения на поверхностях нагрева. Наибольшие отложения (несколько сотен граммов на квадратный метр за год работы) образуются на высокофорсированных участках водопарового тракта. По составу это на $70\text{--}90\%$ окислы железа.

Отложения продуктов коррозии железа состоят из основных двух различных по физи-

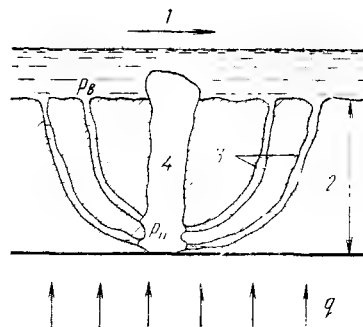
ко-химическим свойствам слоев. *Внутренний* слой плотный, хорошо сцеплен с металлом. Он образуется в процессе коррозии поверхности самого металла. *Наружный слой* рыхлый, значительно более пористый, относительно слабо сцеплен с поверхностью. Отложения внутреннего слоя не представляют опасности для работы металла и даже желательны, так как плотная, прочная, хорошо сцепленная с металлом окисная пленка защищает его от дальнейшей коррозии. Наоборот, рыхлые, пористые отложения наружного слоя (формирующиеся главным образом из коллоидных и грубодисперсных частиц), обладая малой теплопроводностью, ухудшают отвод теплоты от поверхности.

Вместе с тем в условиях железоокисных отложений при пузырьковом кипении может возникнуть так называемый «*фитильный эффект*» подсосывания воды через множество капилляров в пористых отложениях к поверхности нагрева, от которой через широкий канал — «паровую трубу» выбрасывается образующийся пар (рис. 14.5). При такой своеобразной циркуляции у основания капилляров происходят глубокое упаривание и концентрирование находящихся в водном теплоносителе примесей, в том числе и коррозионно-агрессивных (щелочей, хлоридов и др.), приводящих к усилению коррозионных процессов. В пористом слое отложений значительная доля теплоты отводится за счет испарительного эффекта. Это определяет высокие значения так называемой «эффективной теплопроводности» отложений, включающей теплопроводность как физическую константу этих отложений, так и теплоотдачу от стенки к рабочей среде. Поэтому в условиях «фитильного кипения» рост температуры металла не превышает $10\text{--}20^\circ\text{C}$ даже при значительной толщине слоя отложений (несколько десятков и даже сотен микрометров). Резкое ухудшение теплообмена наступает при закупорке капилляров из-за концентрирования и отложения в них примесей других компонентов, находящихся в воде.

При пористых отложениях из-за увеличения шероховатости поверхности каналов, а

Рис. 14.5. Модель циркуляции в слое железоокисных отложений.

1 — поток воды; 2 — толщина слоя железоокисных отложений; 3 — капиллярные каналы — «фитили»; 4 — выход пара из «паровой трубы» под давлением p_n ; p_B — давление потока воды.



¹ При значениях pH, характерных для водных режимов ТЭС и АЭС (см. гл. 15).

при значительных толщинах слоя и из-за сужения проходного сечения возрастает гидравлическое сопротивление каналов, приводящее к снижению рабочего давления.

Процесс образования наружного слоя железистоокисных отложений представляется тремя этапами: доставкой взвешенных частиц из ядра потока в пристенный слой, движением частиц в этом слое и закреплением их на рабочей поверхности. На первом этапе наибольший вклад дают силы гидродинамической природы. На втором и третьем этапах в зависимости от конкретных условий процесса наряду с гидродинамическими силами и силами межмолекулярного взаимодействия сильное влияние оказывают силы электрохимической природы. Эти силы вызывают движение заряженных частиц продуктов коррозии в электрическом поле, возникающем в тепловом пристенном слое теплоносителя под действием термо-э. д. с. Последняя возникает в цепи, состоящей из поверхности нагрева (проводника первого рода) и водного теплоносителя (проводника второго рода) при наличии между отдельными участками разницы температур. Одновременно с процессами, приводящими к отложениям взвешенных в воде продуктов коррозии, протекает и частичный их смыв с поверхности.

Важнейшей характеристикой, определяющей возможность бесперебойной длительной эксплуатации любого парообразующего аппарата, является скорость формирования отложений. Применительно к железистоокисным отложениям эта скорость зависит от большого числа параметров процесса: массовой скорости, тепловой нагрузки, режима кипения, pH водного теплоносителя, фракционного состава, дисперсности частиц и др. Ввиду большой сложности и многофакторности процесса железистоокисных отложений до настоящего времени еще не разработана физическая модель, которая бы учитывала влияние всех перечисленных параметров процесса. На рис. 14.6 показано влияние pH теплоносителя на скорость образования при ДКД и концентрации O_2 на железистоокисных отложениях наружного

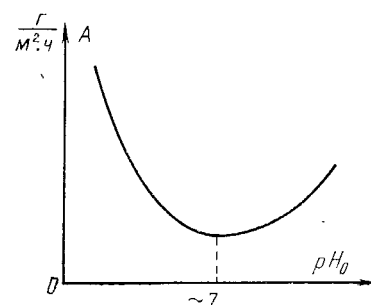
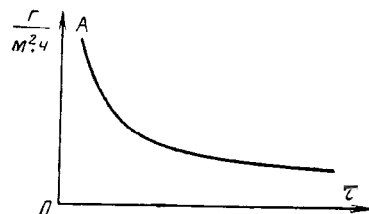


Рис. 14.6. Влияние pH на скорость образования железистоокисных отложений.

Рис. 14.7. Изменение скорости образования железистоокисных отложений.



слоя на уровне 0,4 мг/кг. Видно, что минимум скорости отложений приходится на значение pH, отвечающее изоэлектрической точке продуктов коррозии.

Процесс отложений взвешенных частиц продуктов коррозии сопровождается одновременным смывом продуктов коррозии. В начальный период процесса, когда поверхность свободна от отложений, преобладает отложение взвешенных частиц, и скорость образования отложений наибольшая (рис. 14.7). С течением времени по мере накопления слоя отложений увеличивается их смыв. Через некоторое время устанавливаются определенное для конкретных условий соотношение между отложением и смывом, а следовательно, и определенная скорость накопления отложений. Смываемые с одного участка контура продукты коррозии могут откладываться на других участках. Это свойство отложений отрицательно сказывается на работе контуров АЭС, так как оно является одним из источников переноса активности по контуру.

Легкорастворимые соединения. На рис. 14.4 приведены характеристики растворимости легкорастворимых примесей. Температурные коэффициенты растворимости для одних из них положительны ($NaOH$), других (Na_2SO_4 , Na_3PO_4) — для области, имеющей практический интерес для паровых котлов и парогенераторов (более $200^\circ C$), отрицательны.

При нормальном протекании гидродинамических и теплообменных процессов, обеспечивающих надежный температурный режим поверхностей нагрева, концентрации каждого из перечисленных соединений в воде барабанных котлов во много раз ниже допустимых. Так, при температуре воды $343^\circ C$ ($p = 15,5$ МПа) растворимость Na_2SO_4 составляет около 10 г/кг воды, что при максимальной допустимой концентрации солей в котловой воде¹ около 2 г/кг составляет пятикратный запас. Из приведенного примера следует, что выпадение из раствора твердой фазы возможно только при очень большой кратности упаривания раствора в пограничном кипящем слое жидкости, которая при нормальном гидродинамическом режиме в барабанных котлах никогда не достигается. Следовательно, в этих

¹ По условиям получения чистого пара,

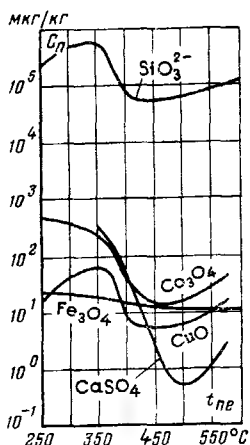


Рис. 14.8. Изобары растворимости некоторых соединений в H_2O СКД (25 МПа).

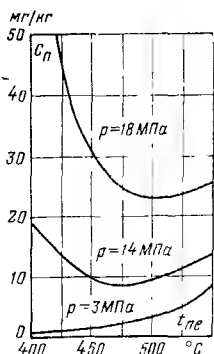


Рис. 14.9. Растворимость $NaCl$ в перегретом паре ДКД.

условиях присутствие в воде легкорастворимых солей в отношении образования отложений на поверхностях нагрева барабанных котлов не опасно.

Растворимость примесей в рабочей среде СКД и ее влияние на отложения. Температура рабочего процесса оказывает существенное влияние на растворимость веществ в H_2O при СКД, особенно в зоне больших теплоемкостей. Эти данные для давления 25 МПа приведены на рис. 14.8. Из сопоставления зависимостей растворимости с рядом теплофизических параметров водного теплоносителя, например плотностью ρ и диэлектрической проницаемостью ϵ при СКД (см. рис. 9.6), следует, что характер этих зависимостей один и тот же. Во всем диапазоне температур растворимость большинства примесей в водном теплоносителе снижается с ее повышением так же, как и плотность и диэлектрическая проницаемость.

Описанные закономерности свидетельствуют о том, что основная масса примесей, находящихся в рабочей среде паровых котлов СКД, должна выпадать в сравнительно узком диапазоне изменения теплофизических параметров — зоне больших теплоемкостей (см. § 9.5). Исключение составляет растворимость продуктов коррозии железа, главным образом магнетита Fe_3O_4 , которая мало изменяется с температурой (рис. 14.8). Она мало зависит и от плотности теплоносителя, а следовательно, и от состояния рабочей среды. Это приводит к тому, что отложения продуктов коррозии железа склонны к «размазыванию» по всей поверхности котла и турбины. Вместе с тем толщина железистоокисных отложений сильно зависит от тепловой нагрузки. Поэтому

на интенсивно обогреваемых поверхностях нагрева (НРЧ прямооточных котлов) железистоокисных отложений существенно больше, чем на других поверхностях с меньшей тепловой нагрузкой.

Растворимость примесей в перегретом паре ДКД и ее влияние на отложения. Растворимость веществ в перегретом паре ДКД определяется свойствами растворителя — перегретого пара и свойствами твердой примеси, с которой соприкасается перегретый пар. Те и другие свойства зависят от параметров рабочего процесса: давления и температуры.

Прочность связей между ионами, молекулами или атомами твердой примеси сильно зависит от температуры. Повышение температуры ослабляет эти связи, способствует переходу твердой фазы в перегретый пар. Изменение давления в том диапазоне, в каком это наблюдается в паровых котлах, мало влияет на поведение твердой фазы.

Температура и давление, определяющие плотность перегретого пара, оказывают сильное влияние на его свойства как растворителя. При постоянном давлении с повышением температуры перегрева плотность пара уменьшается. Это приводит к уменьшению диэлектрической проницаемости H_2O и полярности ее молекул. В результате с повышением температуры растворяющая способность перегретого пара сначала падает из-за уменьшения плотности растворителя — перегретого пара. Однако, несмотря на снижение плотности, дальнейшее повышение температуры при постоянном давлении приводит уже к ослаблению связей в кристаллах твердого вещества и соответствующему повышению растворимости. На рис. 14.9 показаны изобары растворимости $NaCl$ от температуры при постоянном давлении. Видно, что в минимуме растворимости одинаково влияние обоих факторов. В левой ветви характеристики преобладает влияние плотности с изменением температуры, в правой ветви — силы связей в кристаллической решетке.

Давление перегретого пара также сильно влияет на его растворяющую способность. Чем выше давление, тем выше плотность пара и больше растворимость веществ, однако влияние давления уменьшается с ростом температуры перегрева пара. Качественно подобны изобары растворимости и других соединений, например Na_2SO_4 , $CaSO_4$. Количественные зависимости различны.

Практическое значение растворимости веществ в перегретом паре состоит в том, что если в паре концентрация примеси меньше ее растворимости по изобаре, то он будет растворять эту примесь и уносить с собой, образуя обычно отложения в турбине. Если в пере-

гретом паре концентрация примеси выше, чем растворимость по изобаре, то избыток будет выпадать в тракте пароперегревателя, а после него — в турбине.

14.3. ПЕРЕХОД ПРИМЕСЕЙ ИЗ ВОДЫ В НАСЫЩЕННЫЙ ПАР

Известны два пути перехода примесей из воды в пар: с капельным уносом кипящей воды и вследствие растворимости в паре.

Концентрация примесей в насыщенном паре характеризуется суммарным коэффициентом выноса $k_{\text{вын}}^{\text{сум}}$, %:

$$k_{\text{вын}}^{\text{сум}} = \omega + k_p = \frac{C_{\text{п}}}{C_{\text{в}}}, \quad (14.4)$$

где ω — влажность пара, %, характеризует содержание примесей, поступающих в насыщенный пар вместе с капельной влагой; k_p — коэффициент распределения, %, характеризует содержание примесей в паре вследствие его растворяющей способности.

Роль составляющих коэффициента выноса зависит от ряда факторов и главным образом от давления. Так, при низком давлении растворяющая способность пара для большинства нелетучих примесей, находящихся в воде, ничтожно мала ($k_p \ll \omega$), и потому $k_{\text{вын}}^{\text{сум}} \approx \omega$.

С повышением давления растворяющая способность пара возрастает, увеличивается вклад коэффициента распределения, и при высоком давлении может оказаться, что $k_p \gg \omega$, тогда $k_{\text{вын}}^{\text{сум}} \approx k_p$.

Механизм и закономерности уноса влаги паром. В зависимости от схемы подвода пара в барабан механизм образования капель в паровом объеме имеет различную природу. При подводе водяных струй под уровень воды в барабане отдельные пузыри пара, всплывая к поверхности раздела фаз (рис. 14.10, а, б), образуют двухфазный динамический слой. При этом пузырек пара подвержен воздействию двух сил: внутреннему давлению, вызывающему разрыв водяной пленки, окружающей пузырек пара, и силе поверхностного натяжения этой пленки, тормозящей ее разрыв. В чистой воде с образовавшегося купола пленки жидкость стекает, и пленка утоняется (рис. 14.10, в). Образуется отверстие в верхней части купола, которое под действием сил поверхностного натяжения расширяется, пленка втягивается в основную массу воды, пузырек пара выходит в паровой объем, а с образующейся при этом кольцевой волны отрываются капельки воды, выбрасываемые в паровой объем (рис. 14.10, г). В образовавшуюся лунку устремляется вода, которая при встрече дает

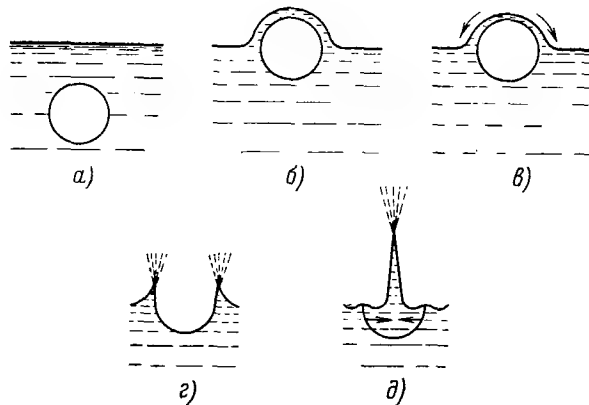


Рис. 14.10. Схема образования капельной влаги в паровом объеме барабана при вводе паробразующих труб в водяной объем.

а — всплывающий пузырек пара; б — начальный период выхода пузырьков на зеркало испарения; в — перед разрывом водяной оболочки; г и д — разрушение водяной оболочки с образованием капелек влаги.

всплески в виде столбика, от которого также отделяются капельки воды (рис. 14.10, д). При барботаже пара через слой маломинерализованной воды пленки, окутывающие пузырьки пара перед их выходом в паровой объем, имеют резко различную толщину, и потому они образуют капельки влаги также различных размеров.

При подаче пара выше зеркала испарения капельки в паровом объеме образуются в результате дробления влаги, поступающей с паром в барабан из паробразующих труб (рис. 14.11). Степень дробления зависит от кинетической энергии пароводяных струй. При большой нагрузке, а следовательно, большой скорости входа пароводяных струй в барабан большая кинетическая энергия вызывает сильное дробление влаги и более интенсивный капельный унос. В паровом объеме устанавливается динамическое равновесие между поступающими и оседающими каплями. Наибольшая их концентрация оказывается у поверхности раздела фаз, она падает по мере

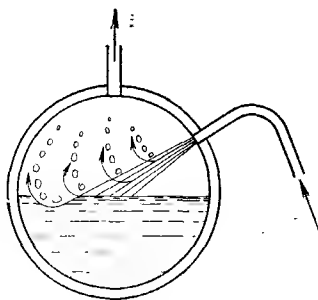


Рис. 14.11. Схема образования капельной влаги при вводе пароводяной смеси в паровой объем аппарата.

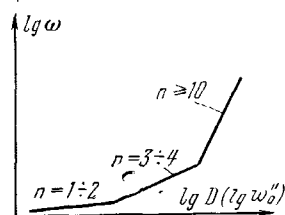


Рис. 14.12. Зависимость влажности пара от нагрузки.

удаления от этой поверхности. Наиболее крупные капли выбрасываются на высоту до 600—700 мм.

При малой подъемной скорости пара с ним увлекаются только капли очень малых размеров. С увеличением расхода пара в унос включаются капельки все больших размеров. Поэтому чем выше нагрузка, тем больше влажность выдаваемого пара (см. рис. 14.12).

Влажность пара ω определяется нагрузкой D :

$$\omega = AD^n. \quad (14.5)$$

Значения A и n зависят от конструкции парового объема аппарата, давления, концентрации и ионного состава примесей воды. Показатель степени n резко изменяется с нагрузкой. Зависимость влажности пара от нагрузки в логарифмических координатах аппроксимируется ломаными прямыми участками, которые выражаются степенными функциями (14.5). Таких участков три (рис. 14.12). Для нагрузок, характеризующихся очень малой влажностью пара $\omega < 0,01\%$, $n = 1 \div 2$, для нагрузок, при которых $\omega = 0,01 \div 0,1\%$, $n = 3 \div 4$ и для больших нагрузок, когда $\omega > 0,2\%$, $n \geq 10$. Для ТЭС характерна работа барабанных котлов в начале второго участка с $n = 3 \div 4$. Скорость пара пропорциональна его расходу D . Средний расход пара, отнесенный к 1 м^2 зеркала испарения, называется *удельной нагрузкой зеркала испарения*

$$R_F = D/F. \quad (14.6)$$

Средняя скорость пара, отнесенная к 1 м^3 парового объема, называется *удельной нагрузкой парового объема*

$$R_V = D/V. \quad (14.7)$$

Высота парового объема оказывает существенное влияние на влажность выдаваемого пара. Чем меньше высота парового объема, тем при $R_F = \text{const}$ больше крупных капель достигает области высоких скоростей пара у пароотводящих труб, и потому влажность пара выше. С увеличением высоты парового объема уменьшается число крупных капель, попадающих в пароотводящие трубы и уносимых паром, и потому влажность пара уменьшается (рис. 14.13). Начиная с некоторого значения высоты ($\sim 0,8 \text{ м}$), которую не достигают даже самые дальнобойные крупные капли, обладающие наибольшей кинетической энергией, дальнейшее увеличение высоты парового объема уже практически не приводит к снижению влажности пара. В этих условиях в уносе содержатся только капли малых размеров, для которых подъемная скорость пара ω''_0 при $R_F = \text{const}$ больше скорости витания капли $\omega_{\text{внт}}$. Эти капли будут транспортиро-

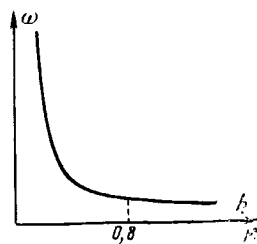


Рис. 14.13. Зависимость влажности пара от высоты парового объема.

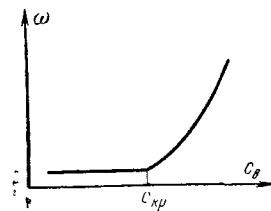


Рис. 14.14. Зависимость влажности пара от солевого содержания воды.

ваться потоком пара независимо от высоты парового объема. Под *скоростью витания* понимают относительную скорость капли, при которой возникающая при ее обтекании паром сила сопротивления уравнивает вес капли. Для этих условий можно записать:

$$\frac{\pi d_{\text{кап}}^3}{6} (\rho' - \rho'') g = \xi \frac{\pi d_{\text{кап}}^2}{4} \frac{\rho'' \omega_{\text{внт}}^2}{2},$$

откуда

$$\omega_{\text{внт}} = 1,155 \sqrt{\frac{d_{\text{кап}}}{\xi} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) g}, \quad (14.8)$$

где $d_{\text{кап}}$ — диаметр капли; ξ — коэффициент сопротивления.

С повышением давления увеличивается плотность пара, при этом возрастает сопротивление паровой среды подъему капель. С другой стороны, уменьшение разности плотностей воды и пара усиливает транспортирующую способность пара. Последняя усиливается еще и потому, что с ростом давления меньше становится поверхностное натяжение, благодаря чему размер выносимых в паровой объем капель жидкости также уменьшается. В целом влияние транспортирующей способности пара с ростом давления преобладает над сопротивлением, оказываемым движению капель более плотным паром, и потому рост давления приводит к более высокой влажности.

Выше рассматривались закономерности капельного уноса для чистой или слабоминерализованной воды. Эти закономерности имеют место в сравнительно широком диапазоне изменения концентраций. В этом диапазоне при постоянстве других условий влажность пара постоянна. Начиная с некоторой концентрации, характерной для данного растворенного в воде вещества, размеры пузырьков пара в воде уменьшаются, и, следовательно, снижается скорость их всплытия, увеличивается $\Phi_{\text{бар}}$. Итогом такого процесса являются набухание уровня, выброс в паровой объем большого количества капелек воды высокой концентрации и резкое ухудшение ка-

чества пара (рис. 14.14). Концентрация веществ в воде, при которой наступает резкое набухание уровня и увеличение уноса влаги, называется *критической*.

Физико-химические основы распределения примесей между водой и равновесным с ней насыщенным паром. Двухфазная однокомпонентная система в зависимости от количественного состава фаз может представлять собой либо кипящую воду, содержащую пузырьки пара, либо влажный пар, содержащий капельки влаги, либо, наконец, кипящую воду, соприкасающуюся с насыщенным водяным паром. Независимо от того, какова структура двухфазной системы, вода и пар представляют собой два растворителя, имеющие одну и ту же химическую природу, но различные плотности и диэлектрические свойства (см. § 9-5), определяющие их способность растворять неорганические соединения.

Если двухфазная система находится в термодинамическом равновесии, содержащиеся в ней нелетучие примеси распределяются между фазами в соответствии с *законом распределения растворенных веществ* между двумя несмешивающимися растворителями. Количественно это равновесие характеризуется *коэффициентом распределения* k_p , который выражают через активности растворенного вещества в паре a_n и воде a_v :

$$k_p = \frac{a_n}{a_v}. \quad (14.9)$$

Для разбавленных растворов (что характерно для условий образования пара на ТЭС и АЭС) активности можно заменить соответствующими концентрациями растворенного вещества, тогда

$$k_p = C_n^{\text{раств}} / C_v^{\text{раств}}. \quad (14.10)$$

Коэффициент распределения зависит от формы, в которой вещество находится в водном растворе. Наибольшей способностью к переходу в пар обладают вещества, находящиеся в воде в молекулярной форме. Вещества, содержащиеся в воде в ионной форме, растворяются в паре существенно меньше. Закон распределения строго справедлив для вещества, находящегося в обоих растворителях (паре и воде) в одной форме — молекулярной или ионной. Коэффициенты распределения k_p^m и k_p^n , отвечающие этому условию, являются термодинамически *истинными* и записываются так:

$$k_{p, \text{ист}}^m = \frac{C_n^m}{C_v^m} \text{ и } k_{p, \text{ист}}^n = \frac{C_n^n}{C_v^n}. \quad (14.11)$$

При постоянной температуре истинный коэффициент распределения для каждого вещества является величиной постоянной, не

зависящей от начальной концентрации вещества в одной из фаз. Определение истинных коэффициентов распределения представляет значительные трудности из-за практической невозможности раздельного определения концентраций веществ в молекулярной и ионной формах. Поэтому коэффициент распределения обычно определяют через общие концентрации вещества без учета форм их существования в растворителях, т. е. определяют так называемый *видимый коэффициент распределения*.

Связь видимого молекулярного коэффициента распределения $k_{p, \text{вид}}^m$ и истинного $k_{p, \text{ист}}^m$ выражается в следующем виде:

$$k_{p, \text{вид}}^m = k_{p, \text{ист}}^m \beta. \quad (14.12)$$

Аналогично для ионной формы

$$k_{p, \text{вид}}^n = k_{p, \text{ист}}^n (1 - \beta), \quad (14.13)$$

где β — доля молекулярной формы в общем содержании соединения в растворе (β зависит от pH и температуры); $(1 - \beta)$ — доля ионной формы.

Суммарный видимый коэффициент распределения равен сумме молекулярного и ионного видимых коэффициентов распределения.

Переход веществ из воды в пар в соответствии с распределением между двумя несмешивающимися растворителями протекает в адиабатных условиях при постоянной температуре насыщения и соответствующем давлении (плотности). Вместе с тем из рис. 9.8 следует, что на линиях плотностей воды и пара для любой температуры (давления) нет реальной области постепенного перехода веществ из воды в пар. Этот переход характеризуется не постепенным плавным переходом веществ из воды в равновесный с ней насыщенный пар, а скачкообразным переходом в соответствии с законом распределения. По мере приближения к критическому давлению, когда $\rho''/\rho' \rightarrow 1$, этот скачок уменьшается, и только при $p = p_{кр}$ наблюдается плавный переход растворенных в воде веществ в равновесный с ней насыщенный пар.

При низких концентрациях водного раствора зависимость коэффициента распределения между водой и находящимся с ней в контакте сухим насыщенным паром ($\omega = 0$) от параметров процесса описывается предложенным академиком М. А. Стириковым уравнением

$$k_p = \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^n. \quad (14.14)$$

Уравнение (14.14) справедливо для условий, когда растворенное вещество находится в воде и равновесном с ней паре в одинаковой форме (молекулярной или ионной).

В (14.14) n — координационное число, которое отражает физико-химические свойства

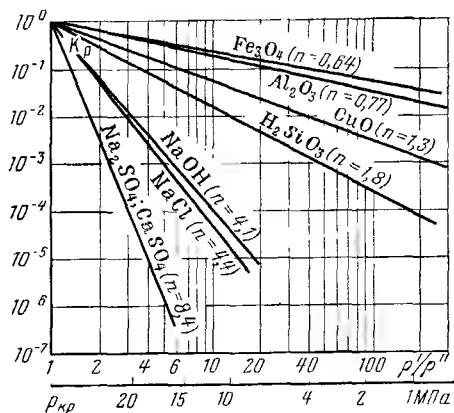


Рис. 14.15. Зависимость коэффициента распределения веществ от отношения ρ'/ρ'' водного теплоносителя.

растворенного вещества и количественно выражает степень его гидратации. Величина n сохраняет постоянное значение в широком диапазоне параметров. Чем больше степень гидратации, тем больший вклад ионной формы в общем содержании вещества в растворе. Такие вещества лучше удерживаются полярными молекулами воды, что затрудняет их переход в паровую фазу.

В логарифмических координатах зависимости коэффициентов распределения от отношения плотностей воды и пара по формуле (14.14) изображаются *лучевой диаграммой* (рис. 14.15). Начало координат лучей всех соединений в точке, соответствующей критическому давлению (для воды $p_{кр} = 22,85$ МПа) и коэффициенту распределения $k_p = 1$.

Все соединения, находящиеся в воде, по их растворимости в паре условно можно разделить на три группы: в первую группу входят вещества, для которых $n < 1$; во вторую — $n = 1 \div 3$; в третью — вещества, для которых $n > 4$. Наибольшей растворимостью в паре обладают соединения первой группы. Это наиболее слабые электролиты, большей частью продукты коррозии конструкционных материалов Fe_3O_4 , Al_2O_3 и др., которые, однако, имеют малую растворимость в воде, и поэтому содержание их в паре тоже невелико. Особое значение имеет кремниевая кислота H_2SiO_3 —

вещество второй группы — слабый электролит. Она содержится в заметном количестве в воде и обладает высокой растворимостью в паре. Наименьшей растворимостью в паре обладают вещества третьей группы — это главным образом соли $NaCl$, Na_2SO_4 , гидроксид $NaOH$, находящиеся в воде в основном в ионной форме и наиболее сильно реагирующие на изменение плотности растворителей (воды и пара).

Видимый коэффициент распределения слабых электролитов зависит не только от температуры (давления) процесса, но и от pH водного раствора, характеризующего степень отклонения формы соединения от преимущественно молекулярной или преимущественно ионной. Форма же существования сильных электролитов — солей сильных оснований и кислот в водных растворах, а следовательно, и видимый коэффициент распределения изменяются под влиянием их концентрации.

В случае присутствия в воде как растворенных, так и нерастворенных — взвешенных частиц, которые могут поступать в пар с капельной влагой, общее загрязнение пара

$$C_{\Sigma}^{\text{сум}} = (C_{\text{в}}^{\text{раств}} + C_{\text{в}}^{\text{взв}}) \omega + C_{\text{в}}^{\text{раств}} k_{\text{р.вид}}^{\text{сум}}, \quad (14.15)$$

откуда суммарный коэффициент выноса $k_{\text{вык}}^{\text{сум}}$, характеризующий отношение суммарных концентраций примеси в воде и паре:

$$k_{\text{вык}}^{\text{сум}} = \omega + \frac{C_{\text{в}}^{\text{раств}} k_{\text{р.вид}}^{\text{сум}}}{C_{\text{в}}^{\text{раств}} + C_{\text{в}}^{\text{взв}}}. \quad (14.16)$$

Из (14.16) следует, что качество пара зависит от влажности ω и коэффициента распределения $k_{\text{р.вид}}^{\text{сум}}$. Уменьшение влажности пара достигается сепарацией влаги (см. § 15.4). Однако даже полное удаление влаги не освобождает пар от примесей. Коэффициент распределения есть физико-химическая константа, и если в воде содержатся примеси, то в соответствии с условиями процесса в паре будет находиться эквивалентное количество этих примесей. Для освобождения пара от примесей, перешедших из воды вследствие распределения, пар промывают более чистой водой, чем та, из которой он образовался (см. § 15.4).

Глава пятнадцатая

ВОДНЫЙ РЕЖИМ

15.1. МЕТОДЫ ВЫВОДА ПРИМЕСЕЙ ИЗ ЦИКЛА

Надежная работа паротурбинной установки обеспечивается поддержанием чистоты рабочего тела и на допустимое уровне, для чего

организуется вывод примесей из цикла в соответствии с их поступлением (см. § 14.1). Метод вывода примесей определяется типом котла. Барабанные котлы работают по принципу многократной естественной и принуди-

тельной циркуляции. Паросодержание потока в подъемных трубах контуров циркуляции ограничено и нормально не превышает 10—25%. Глубокого упаривания котловой воды не происходит, поэтому большинство находящихся в растворенном состоянии примесей не достигает предельной концентрации (насыщения) и не выпадает в виде твердой фазы в объеме или на стенках. Для поддержания в воде концентрации примесей на уровне, предотвращающем их выпадение в твердом состоянии, из барабанного котла непрерывно удаляется часть воды, называемой *продувочной водой*. Продувка как средство удаления примесей из энергетической установки особенно эффективна в отношении тех примесей, которые имеют малый коэффициент распределения между паром и водой и потому мало выносятся с паром (соли Na и его гидроокись). Продувка малоэффективна для примесей, характеризующихся высоким коэффициентом распределения, когда основная масса примесей удаляется с паром (кремниевая кислота, окислы металлов).

В прямоточном котле процесс парообразования протекает при безостаточном упаривании всей воды. В нем отсутствует возможность организации продувки, и потому в соответствии с растворимостью примесей в воде и паре они в той или иной мере выпадают на поверхностях нагрева в виде отложений. Накапливающиеся в процессе эксплуатации в определенных зонах прямоточных котлов ТЭС легкорастворимые отложения частично смываются при пусках и остановках. Труднорастворимые отложения периодически удаляются химическими *промывками*, которые производят на остановленном оборудовании. Процесс промывки трудоемок, он требует больших затрат химреактивов и времени. Непрерывное удаление поступающих в водопаровой тракт прямоточного котла примесей осуществляется в блочной обессоливающей установке (БОУ), которая располагается в тракте после конденсаторов турбины.

Питательная вода содержит заметное количество кислорода и углекислоты. Свободный кислород и углекислота вызывают активную коррозию металла оборудования. Поэтому их удаляют термической деаэрацией.

Водный режим АЭС в значительной мере определяется спецификой работы оборудования в условиях нейтронного облучения теплоносителя, проходящего через активную зону реактора. С течением времени непрерывно накапливаются продукты коррозии конструктивных материалов. Если эти загрязнения своевременно не удалять из теплоносителя, то они могут образовывать отложения на поверхностях контура. Эти загрязнения, подвергаясь

нейтронному облучению в реакторе, становятся радиоактивными и потому создают радиационную опасность в зоне расположения оборудования.

Удаление загрязненной воды из контура АЭС с продувкой и отводом ее в сбросной канал, как это выполняется на ТЭС, недопустимо по условиям ее радиоактивности. Для удаления примесей воду подвергают непрерывной очистке в специальных очистительных установках, использующих такие же ионообменные смолы, как и на ТЭС. Этим предотвращается образование отложений на рабочих поверхностях контуров.

Ограничение коррозии конструктивных материалов и отложений, обеспечение высокой чистоты выдаваемого пара, а для АЭС и ограничение активности теплоносителя достигаются организацией физико-химических процессов, протекающих на стороне рабочей среды, называемых *водно-химическим режимом*¹. Полностью исключить коррозионные процессы, активность рабочей среды и отложения на рабочих поверхностях оборудования, а также выдачу абсолютно чистого пара (без примесей) не представляется возможным. Оптимальный водный режим энергетического блока должен обеспечить надежную непрерывную эксплуатацию оборудования без остановов для химических промывок в течение длительного времени. Это достигается ограничением внутренних отложений, вызывающих опасное повышение температуры стенки поверхностей нагрева, ограничением отложений в проточной части турбины, приводящих к понижению мощности блока, подавлением коррозии конструктивных материалов водопарового тракта, сведением к минимуму эрозийного износа оборудования.

Для удаления с поверхности металла отложений применяется *эксплуатационная химическая очистка* оборудования. Химические очистки производятся после монтажа — перед пуском оборудования и периодически во время эксплуатации. Для химических очисток собирается схема из промывочных насосов, баков для приготовления реагентов и соединительных трубопроводов, а также емкостей для сбора и последующей нейтрализации смывочных вод. Продолжительность периода между очистками зависит от условий эксплуатации оборудования котла, главным образом от тщательности соблюдения водного режима. Необходимость проведения эксплуатационной химической очистки определяется количеством отложений на обогреваемых тру-

¹ В дальнейшем для сокращения водно-химический режим будем называть водным режимом, понимая при этом протекание и химических процессов.

бах и интенсивностью их обогрева. Ориентировочная оценка допустимой загрязненности внутренней поверхности труб приведена в табл. 15.1.

Таблица 15.1

Допустимая загрязненность внутренней поверхности труб

Состояние поверхности нагрева	Количество загрязнений, г/м², при тепловых нагрузках, кВт/м²			
	до 100	100—300	300—450	более 450
Чистая	25—50	До 25	До 25	До 20
Загрязненная, требующая очистки	200—300	150—200	100—200	100—150

В зависимости от типа станции и установленного оборудования водный режим организуется по-разному.

15.2. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПРЯМОТОЧНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Исходным положением в организации водного режима прямоточных котлов является отсутствие продувки. Поэтому все поступающие с питательной водой примеси, а также примеси, переходящие в рабочую среду вследствие коррозии самого котла и питательного тракта за конденсатоочисткой, частично отлагаются на поверхностях нагрева, частично уносятся в турбину. При этом следует учитывать, что в турбине допустимы лишь очень незначительные отложения. Емкость котла по допустимому накоплению отложений в десятки раз больше соответствующей емкости турбины, и поэтому котел до критического давления может рассматриваться как своего рода «ловушка» примесей, предотвращающая их поступление в турбину. В этих условиях концентрация примесей в питательной воде может быть несколько выше, чем в перегретом паре, в соответствии с допустимым количеством отложений в котле. Допустимые отложения в котле зависят от их распределения по тракту, тепловой нагрузки в месте отложений и теплопроводности, а также от запаса надежности поверхности нагрева, т. е. допустимого повышения температуры металла сверх рабочей его температуры по условиям ползучести и окалинообразования. При прочих равных условиях допустимые отложения в сильной степени зависят от тепловой нагрузки, что следует учитывать при выборе участка газового тракта для размещения зоны отложений. Зонай отложений является конечный участок испарительного тракта. Она не должна располагаться в области интен-

сивного обогрева. Зона отложений зависит от давления. Чем выше давление, тем больше зона отложений, и ее начало сдвигается в сторону меньшего паросодержания потока.

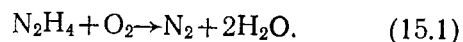
С переходом на сверхкритическое давление, увеличением единичной мощности котлов и возрастанием в связи с этим тепловых нагрузок топочных экранов резко повысилась их чувствительность к отложениям. Поскольку отложения нежелательны ни в турбине, ни в котле, питать прямоточные котлы необходимо водой с минимальными загрязнениями. Практически это свелось к очистке всего турбинного конденсата в БОУ. Этим обеспечивается почти полное отсутствие солевых и кремниевых отложений и в котле, и в турбине. На первый план выдвинулась проблема борьбы с поступлением и образованием отложений продуктов коррозии конструкционных материалов, в первую очередь окислов железа.

Общепринятым методом повышения коррозионной стойкости оборудования является выбор соответствующих материалов для его изготовления. В качестве основного конструкционного материала для изготовления поверхностей нагрева применяют перлитные стали. Наряду с большими достоинствами (дешевизна, технологичность, простота в эксплуатации) перлитные стали обладают серьезным недостатком — в пределах водопарового тракта они подвержены интенсивной коррозии.

В целях снижения коррозии внутренние поверхности низкотемпературной части энергетического оборудования защищаются антикоррозионными покрытиями. К ним относятся: внутренняя поверхность деаэрационных баков атмосферного типа, выхлопных патрубков турбин, корпусов конденсаторов и вакуумных подогревателей низкого давления, трубопроводов к бакам запаса конденсата и самих баков, а также водоподготовительное оборудование. Ограничение коррозии высокотемпературной и теплообменной части оборудования достигается соответствующей организацией водного режима.]

[Гидразинно-аммиачный водный режим. Термическая деаэрация не обеспечивает полного удаления кислорода и углекислоты из турбинного конденсата. Концентрация остаточного кислорода может составлять до 10 мкг/кг. Присутствует в конденсате и остаточная углекислота. Поэтому термическую деаэрацию дополняют химической обработкой питательной воды.

Оставшийся после термической деаэрации кислород связывают гидразином N_2H_4 . В отсутствие примесей в воде реакция протекает так:



В питательной воде всегда содержатся примеси окислов железа и меди. Их присутствие ускоряет связывание кислорода гидразином [46].

Для гарантии полного связывания кислорода обеспечивают подачу гидразина на всас питательных насосов в количестве, превышающем стехиометрическое значение в соответствии с формулой (15.1), и таким образом создают избыток N_2H_4 в количестве 0,02—0,03 мг/кг.

Углекислота может находиться в воде в виде молекул CO_2 (растворенный газ) и H_2CO_3 (раствор):



Углекислота связывается дозируемым в питательную воду аммиаком. Аммиак вводят в количестве, обеспечивающем полную нейтрализацию CO_2 с образованием карбонатов аммония и создание небольшого избытка гидроокиси аммония, повышающего pH среды. Таким образом, гидразингидрат обеспечивает связывание остатков кислорода после деаэраторов, а аммиак — выдерживание регламентированного ПТЭ [6] значения $pH=9,1 \pm 0,1$.

Водный режим, базирующийся на обработке питательной воды гидразингидратом и аммиаком, получил название *гидразинно-аммиачного*. Это — традиционный водный режим, до недавнего времени он выполнялся практически на всех энергетических блоках СКД.

Температура рабочей среды на выходе из НРЧ обычно достигает 380—390°C. Температура стенки наружной поверхности труб в этой зоне примерно на 100°C выше и достигает 490—500°C. Опыт эксплуатации установлен, что при гидразинно-аммиачном водном режиме температура труб НРЧ газомазутных котлов повышается на 10—12°C ежемесячно. Поэтому для поддержания температуры стенки на допустимом уровне отложения необходимо удалять через каждые 4—6 мес химическими промывками.

Нейтральный водный режим. В целях получения чистой питательной воды все энергетические блоки оборудованы БОУ. После очистки в БОУ турбинный конденсат приближается к теоретически чистой — нейтральной воде, электропроводность которой 0,04—0,06 мкСм/см, а значение pH около 7. Такая практически чистая вода почти не содержит ионогенных примесей, и потому все электрохимические процессы заторможены.

В зависимости от концентрации кислород в нейтральной воде может оказывать различное воздействие на металл. При малых концентрациях кислород усиливает коррозию металла. При повышенных концентрациях кислорода на поверхности металла образуется

сплошная защитная пленка из магнетита Fe_3O_4 и гематита Fe_2O_3 . Поэтому для защиты металла от дальнейшей коррозии предложено дозировать в воду такое количество кислорода (около 200 мкг/кг), которое обеспечивало бы образование пассивирующей сплошной защитной окисной пленки. Скорость коррозии перлитной стали в этих условиях приближается к интенсивности коррозии аустенитной стали.

Способность кислорода при повышенном его содержании образовывать прочную защитную окисную пленку положена в основу организации *кислородно-нейтрального водного режима* прямоточных котлов. Для организации нейтрального водного режима в питательную воду дозируют газообразный кислород O_2 . В ряде случаев дозируют перекись водорода H_2O_2 . Нейтральный водный режим требует очень чистой, не содержащей CO_2 питательной воды, электропроводность которой не должна превышать 0,2 мкСм/см.

Достоинства нейтрального водного режима: отказ от дорогостоящей коррекционной обработки питательной воды гидразингидратом и аммиаком, значительное увеличение в связи с этим межрегенерационного периода фильтров БОУ, меньшая скорость образования железоокисных отложений на высокофорсированных поверхностях НРЧ, возможность применения перлитных сталей для изготовления поверхностей нагрева. Нейтральный водный режим требует высокой культуры эксплуатации, обеспечивающей предельно низкую электропроводность питательной воды. Он требует отсутствия в питательном тракте элементов из меди и медьсодержащих сплавов. Такой режим выдерживается на многих блоках СКД на протяжении нескольких лет.

Комплексный водный режим. При железоокисных отложениях температура металла поверхности нагрева определяется интенсивностью обогрева и свойствами отложений, главным образом их теплопроводностью. Чем выше пористость отложений, тем ниже теплопроводность.

Улучшение температурного режима поверхностей нагрева может быть достигнуто двумя путями: повышением теплопроводности отложений и принудительным перемещением максимального количества отложений из НРЧ в менее теплонапряженные поверхности нагрева (например, в экономайзер).

Изменение закономерностей формирования железоокисных отложений и их свойств достигается при комплексном водном режиме. Сущность комплексного режима, предложенного и разработанного Т. Х. Маргуловой и др., заключается в том, что в питательную воду, кроме аммиака и гидразингидрата, до-

зируемых в тех же количествах, что и при традиционном водном режиме, непрерывно вводят после деаэратора также комплексоны в количестве, эквивалентном содержанию железа и меди в воде. Комплексоны — это соединения, отличительная особенность которых — способность образовывать с различными катионами (Ca, Mg, Fe, Cu) водорастворимые вещества.

В качестве комплексона обычно применяют этилендиаминтетрауксусную кислоту ЭДТК (сухой продукт).

При температуре 80—90°C получают водный раствор этой кислоты. Сюда же добавляют водный раствор аммиака $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O} = \text{NH}_4\text{OH}$. При этом образуется трехзамещенная аммонийная соль ЭДТК, которая, взаимодействуя с продуктами коррозии железа [при температурах 100—200°C — гидролизом $\text{Fe}(\text{OH})_2$], дает комплексонаты железа. Хорошо растворимые в воде комплексонаты железа далее по ходу среды под действием высокой температуры разлагаются с образованием выпадающего на внутренней стенке труб плотного слоя магнетита. Последний защищает металл от коррозии.

Наиболее интенсивное разложение комплексонатов железа происходит при температурах 250—300°C, характерных для последних ступеней ПВД и экономайзера, в связи с чем следовало бы ожидать полного термического разложения (термолиза) в пределах именно этих элементов тракта. Однако в питательном тракте на участке ПВД — экономайзер рабочая среда движется с заметной скоростью — соответственно 3—5 и 1—2 м/с. Кроме того, в котлах СКД значительна скорость роста температуры рабочей среды по тракту (около 100°C/мин). По обоим обстоятельствам процесс термолиза комплексонатов в экономайзере не успевает завершиться, а заканчивается частично уже в следующем элементе тракта — НРЧ. Поэтому в котлах СКД железистые отложения распределяются следующим образом: в водяном экономайзере около 80% и около 20% в НРЧ. При дозировке комплексона отложения в НРЧ более плотные, их теплопроводность выше, что способствует замедленному росту температуры стенки во времени и позволяет увеличить межпромысловый период до полутора лет.

Дозировку комплексонов следует производить автоматически в соответствии с нагрузкой энергоблока. Аммонийная соль ЭДТК и аммиак подаются в рабочую среду после деаэратора, гидразин — после БОУ. Содержание в питательной воде дозируемых веществ при комплексонном водном режиме: доза комплексонов $\mathcal{E}_{\text{расч}} = 80$ мкг/кг; $\text{NH}_3 = 700 \div 800$ мкг/кг; $\text{N}_2\text{H}_4 = 20$ мкг/кг; $\text{pH} = 9,1$.

Образующиеся в процессе термического разложения комплексонов газообразные продукты вместе с паром из котла транзитом проходят через турбину и удаляются из цикла отсосом из конденсатора. Комплексонный водный режим наряду с достоинствами, характерными для «нейтрального» водного режима (увеличение межпромыслового периода), обладает и недостатками гидразинно-аммиачного водного режима (увеличение нагрузки на БОУ в связи с необходимостью удаления больших количеств аммиака и расходом больших количеств реагентов для регенерации фильтров).

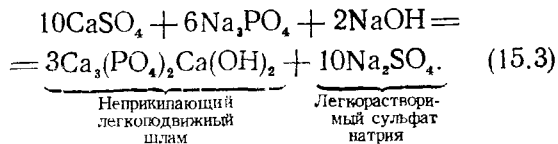
15.3. БЕЗНАКИПНЫЙ ВОДНЫЙ РЕЖИМ БАРАБАННЫХ КОТЛОВ

Барабанные котлы часто питают умягченной водой, т. е. водой, содержащей легко растворимые соединения, в основном соли натрия.

В результате присоса охлаждающей воды в конденсатор поступают еще соли кальция и магния, характеризующиеся очень малой растворимостью (миллиграммы и десятки миллиграммов на 1 кг воды), к тому же уменьшающейся с ростом температуры. В процессе парообразования при высоком давлении сравнительно легко достигается концентрация, вызывающая образование накипи. Не всегда соединения кальция и магния образуют отложения в виде накипи. Некоторые из них образуют шлам. В зависимости от его состава шлам [например, $\text{Mg}_3(\text{PO}_4)_2$] может прикипать к поверхности нагрева. Прикипающий шлам также является нежелательным. Кальций и магний могут образовывать неприкипающий шлам [например, $3\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2 \times \text{Ca}(\text{OH})_2; 3\text{MgO} \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$], находящийся в котловой воде во взвешенном состоянии, основная масса которого удаляется *непрерывной продувкой*. Небольшая часть шлама как более тяжелая скапливается в нижних коллекторах и удаляется *периодической продувкой*.

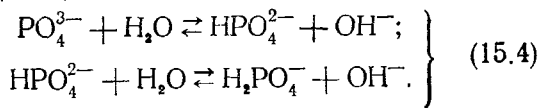
Для корректирования водного режима и перевода солей жесткости в неприкипающий шлам необходимы *коррекционные добавки*. В качестве таких добавок для связывания кальция обычно применяют соли фосфорной кислоты (например, тринатрийфосфат Na_3PO_4). Водный режим, основанный на вводе фосфатов, называют *фосфатным*. Для образования неприкипающего легкоподвижного шлама ввод фосфатов осуществляют в щелочной среде, в связи с чем тринатрийфосфат вводят не в питательную воду, в которой щелочность мала, а в барабан, где достаточна щелочность воды из-за многократного упаривания. Такой режим получил название *фос-*

фатно-щелочного. Реакцию получения шлама можно записать так:



Образовавшиеся соединения удаляют с продувкой. Для надежного связывания солей кальция поддерживают определенный избыток фосфатов в котловой воде. Избыток PO_4^{3-} для котлов без ступенчатого испарения 5—15 мг/кг, для котлов со ступенчатым испарением в чистом отсеке 2—6 мг/кг, в солевом — не более 30—50 мг/кг.

В процессе фосфатирования в результате гидролиза фосфат-ионов образуются гидрокислые ионы, еще в большей степени повышающие щелочность воды:



В результате при фосфатно-щелочном режиме гидратная щелочность котловой воды может оказаться значительной ($\text{pH} > 11$), вызывающей коррозию металла.

Для поддержания умеренной щелочности при питании котлов турбинным конденсатом с добавкой химически очищенной воды дозируют не только Na_3PO_4 , но и смесь Na_3PO_4 с кислой солью фосфорной кислоты Na_2HPO_4 .

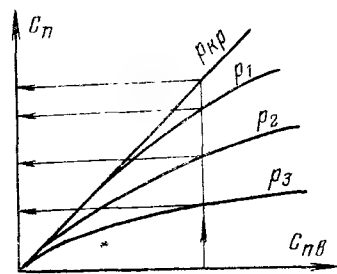
На электростанциях, питаемых турбинным конденсатом и маломинерализованной добавочной водой (химически обессоленной водой или дистиллятом испарителей), щелочность воды поддерживают только гидролизом фосфатов [см. уравнения (15.4)]. Такой режим получил название *режима чисто фосфатной щелочности*. Фосфаты непрерывно вводят в барабан дозирующими насосами.

В последние годы на электростанциях значительно улучшилось качество питательной воды, а вследствие уменьшения присоса в конденсаторах повысилось и качество турбинного конденсата. Все это позволило перейти к режимам меньшего фосфатирования или даже отказаться от фосфатирования и перейти на бесфосфатный и вместе с тем и безнакипный водный режим. Бесфосфатный водный режим удешевляет эксплуатацию благодаря отказу от ввода корректирующих добавок, уменьшает солесодержание котловой воды, повышает качество пара, удешевляет оборудование.

15.4. МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЧИСТОГО ПАРА

Требования к чистоте пара чрезвычайно высоки. Суммарное содержание примесей, на-

Рис. 15.1. Влияние давления на качество пара прямооточного котла, $p_{кр} > p_1 > p_2 > p_3$.



пример, в перегретом паре СКД не превышает 40—50 мкг/кг. Методы получения чистого пара зависят от типа установки.

В прямооточном котле рабочая среда (вода) безостаточно упаривается. При этом часть примесей откладывается на поверхностях нагрева, а часть переходит в пар и уносится им. С ростом давления концентрация примесей в паре увеличивается, качество пара приближается к качеству питательной воды (рис. 15.1). Продувки в прямооточном котле нет. Единственный путь получения чистого пара — это улучшение качества питательной воды. Качество выдаваемого прямооточным котлом пара нормируется по питательной воде [6].

В барабанном котле чистота насыщенного пара, а следовательно, и перегретого пара определяется качеством воды, из которой он получается. Чем меньше концентрация примесей в кипящей воде (при прочих равных условиях), тем чище пар. Наличие продувки в барабанных котлах позволяет улучшить качество циркулирующей в контуре воды, однако чрезмерно большая продувка снижает экономичность паротурбинной установки вследствие потери теплоты с продувочной водой.

Сепарация капельной влаги из пара. Для получения чистого пара прежде всего необходима возможно полная его осушка, т. е. сепарация капелек влаги из потока пара. К сепарационным системам предъявляются следующие основные требования: низкая влажность выдаваемого пара, высокая удельная паровая нагрузка, малое гидравлическое сопротивление.

Сепарация влаги основывается на разности плотностей воды и пара. Капля влаги в паровом объеме барабана подвержена воздействию двух противоположно направленных сил: подъемной силы и силы тяжести. Соотношение этих сил и длительность воздействия на каплю приводят либо к уносу капли паром, либо к осаждению ее на поверхность воды. Очевидно, больший эффект сепарации достигается при меньшей подъемной скорости пара в барабане, а для этого необходимо загрузить его по возможности равномерно по сечению.

Наиболее простыми и вместе с тем эффек-

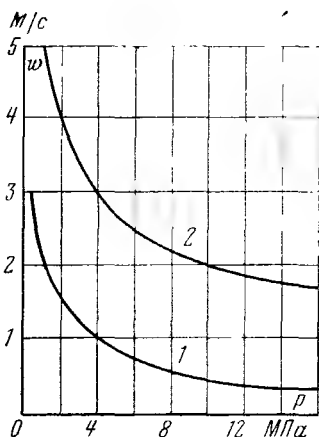


Рис. 15.2. Скорость пара в отверстиях подогретого дырчатого щита в зависимости от давления.
1 — минимальная; 2 — рекомендуемая.

тивными устройствами, способствующими сепарации потока, являются дырчатые щиты, выполняемые из стальных листов с отверстиями диаметром 5—12 мм. Один дырчатый щит устанавливается на 100—150 мм ниже среднего уровня воды в барабане — *подогретый щит* (в парогенераторах АЭС), другой в паровом объеме перед отводящими трубами — *пароприемный потолок*. Оба щита служат для равномерной загрузки барабана паром по сечению. Для равномерной раздачи пара при барботаже по всему горизонтальному сечению барабана необходимо под дырчатым листом создать сплошной паровой слой — паровую подушку. Условие устойчивого существования паровой подушки (см. § 13.1) определяется скоростью пара в отверстиях щита. Эта скорость зависит от давления. Чем выше давление, тем она меньше (рис. 15.2).

В барабан мощного котла из каждой паробразующей трубы поступает в среднем до 1000 кг/ч, а из отдельных труб и до 1500 кг/ч пароводяной смеси. Эти мощные потоки выбрасываются в барабан с большим запасом энергии, которую с целью минимального увлажнения пара необходимо погасить. Гашение кинетической энергии пароводяных струй также происходит в паросепарационных устройствах.

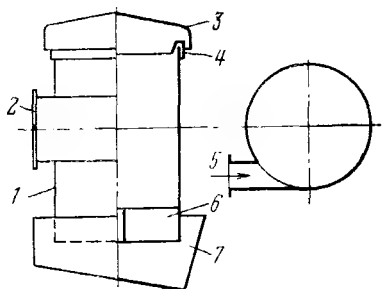


Рис. 15.3. Внутрибарабанный циклонный сепаратор.

1 — корпус; 2 — подводящий патрубков; 3 — крышка; 4 — воротник; 5 — подвод пароводяной смеси; 6 — крестовина; 7 — поддон.

В качестве основного паросепарационного устройства в мощных барабанных котлах применяют *циклонные сепараторы пара*, размещенные внутри барабана. *Внутрибарабанный циклонный сепаратор* (рис. 15.3) представляет собой цилиндрический вертикальный корпус диаметром 300—400 мм, к которому тангенциально подводят пароводяную смесь со скоростью 6—8 м/с. При входе в циклон кинетическая энергия пароводяного потока приводит к центробежному эффекту, поток закручивается, прижимаясь к поверхности циклона. Вода, прижатая к стенке, стекает вниз, а пар со скоростью около 1 м/с равномерно по всему сечению циклона выходит в паровой объем барабана из-под крышки (рис. 15.4). Крестовина в нижней части циклона преобразует вращательное движение воды в поступательное (вертикальное), и она спокойно, не закручиваясь, через поддон выходит в водяной объем барабана. Число циклонов в барабане определяется единичной нагрузкой на циклон, которая в свою очередь зависит от его размеров и давления: при диаметре 300 мм нагрузка на циклон принимается при 4, 10 и 15,5 МПа соответственно 4, 6 и 10 т/ч.

Внутрибарабанная циклонная сепарация эффективна, но связана с преодолением дополнительного гидравлического сопротивления, что должно учитываться в расчетах циркуляции.

В сепарационных схемах барабанных котлов широкое применение получили *выносные циклоны*, размещаемые вне барабана. Выносной циклонный сепаратор (рис. 15.5) представляет собой вертикальный коллектор диаметром 350—450 мм. Пароводяную смесь подводят тангенциально, благодаря чему процесс сепарации пара протекает так же, как и во внутрибарабанном циклоне. Высота циклона определяется суммой необходимых высот парового (1,5—2,5 м) и водяного (2—2,5 м) объемов, что обеспечивает хорошую сепарацию и стабилизацию работы опускающих труб контура циркуляции, присоединенного к выносному циклону.

В водопаровом тракте прямоточных котлов между топочными экранами и последующими за ними поверх-

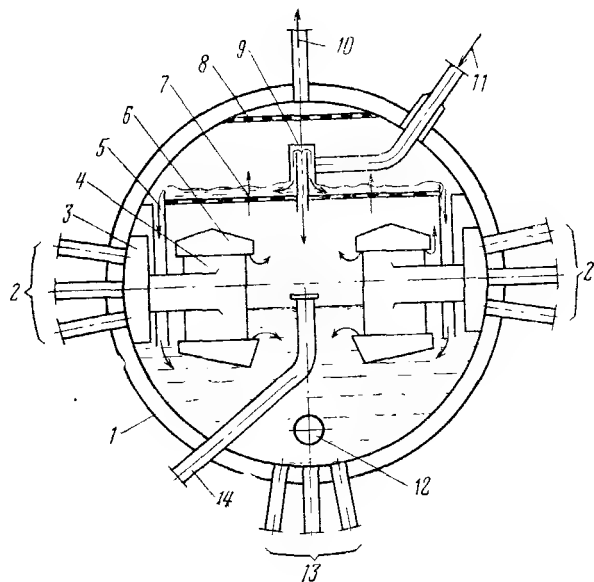


Рис. 15.4. Типовая схема внутрибарабанных устройств.

1 — барабан; 2 — паробразующие трубы; 3 — короб; 4 — циклон; 5 — сливной короб; 6 — крышка; 7 — дырчатый щит промывочного устройства; 8 — пароприемный потолок; 9 — раздающий короб питательной воды; 10 — пароводящие трубы; 11 — поддон питательной воды; 12 — окно в перегородке, разделяющей барабан на отсеки; 13 — опускающие трубы; 14 — труба аварийного слива воды.

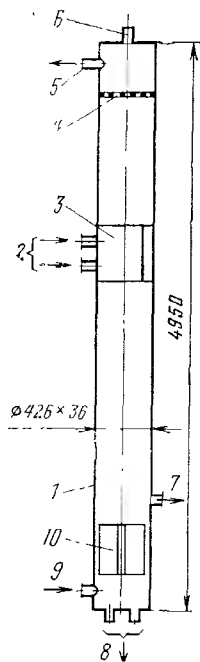


Рис. 15.5. Типовой выносной циклонный сепаратор.

1 — коллектор; 2 — подвод пароводяной смеси; 3 — завихритель; 4 — дырчатый щит; 5 — пароводящая труба; 6 — воздушник; 7 — продувка; 8 — спускные трубы; 9 — подвод воды из барабана; 10 — крестовина.

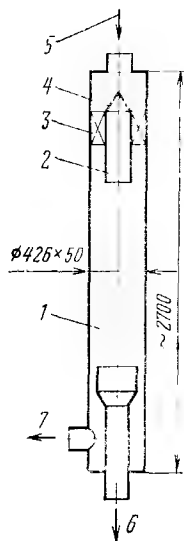


Рис. 15.6. Унифицированный встроенный (растопочный) сепаратор ВНИИАМ.

1 — коллектор; 2 — вставка завихрителя; 3 — завихритель; 4 — конусный раздатчик; 5 — вход пароводяной смеси; 6 — выход пара; 7 — дренаж отсепарированной влаги.

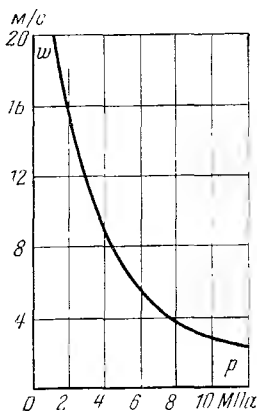


Рис. 15.7.

Рис. 15.7. Скорость пара, при которой происходит срыв капель с поверхности жидкой пленки в зависимости от давления.

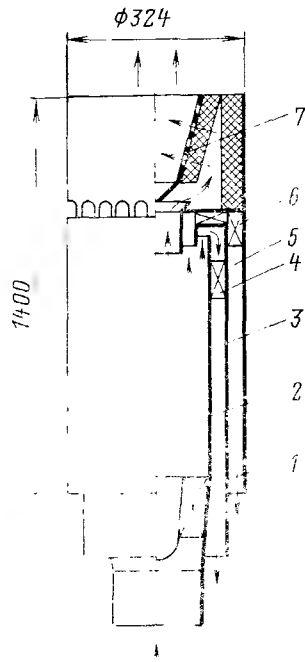


Рис. 15.8.

Рис. 15.8. Первичный центробежный сепаратор аксиального типа.

1 — завихритель; 2 — циклон; 3 — канал первичного отвода отсепарированной влаги; 4 — лопатки для прекращения вращения потока; 5 — канал вторичного отвода отсепарированной влаги; 6 — сепарационные лопатки вторичного отвода; 7 — предосушитель.

ностями нагрева предусматривается растопочный узел, одним из главных элементов которого является *встроенный сепаратор* (подробно см. § 23.4). Он представляет собой вертикальный цилиндрический корпус с верхним вводом пароводяной смеси и одной ступенью сепарации в лопаточном аппарате (рис. 15.6). Капельная влага вследствие центробежного эффекта отбрасывается на стенки корпуса, стекает в кольцевую дренажную камеру и удаляется через боковой вывод. Осушенный пар выходит из сепаратора через нижнюю камеру. Описанная конструкция сепаратора и его размеры унифицированы, они применяются для энергоблоков СКД 500, 800 и 1200 МВт.

При движении влажного пара в трубе с умеренной скоростью влага выпадает на стенку и течет по ней в виде кольцевой пленки. Такой процесс называют *пленочной сепарацией*. Для эффективного разделения потока на пар и воду нельзя сильно увеличивать его скорость во избежание срыва капель влаги с водяной кольцевой пленки и выноса паром. Значения предельной скорости зависят от давления и паросодержания потока (рис. 15.7).

В настоящее время турбины большинства АЭС работают на насыщенном паре. Поэтому в целях достижения большей экономичности пар должен содержать минимальное количество влаги, что достигается тщательной его первичной сепарацией и сепарацией с неболь-

шим перегревом перед ЦНД. Технологическая схема сепарации определяется типом реактора.

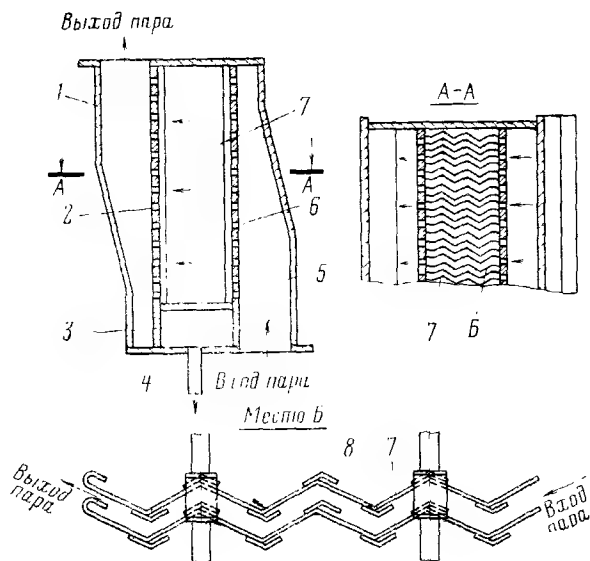
В графито-водяных реакторах канального типа насыщенный водяной пар сепарируется в горизонтальных барабанах, расположенных вне реактора. На реактор большой мощности устанавливается несколько параллельно включенных барабанов. Так, в реакторной установке РБМК-1000 (мощность 1000 МВт) таких барабанов-сепараторов четыре. Барабаны-сепараторы изготавливаются из углеродистой стали 22К и по всей внутренней поверхности покрываются слоем из нержавеющей стали. Диаметр барабанов 2,3 м, длина 31 м. Схема включения барабанов-сепараторов реактора РБМК-1000 показана на рис. 24.13. Размеры барабанов и их количество не связаны с габаритами реактора, и потому они выбираются из условий достижения максимальной осушки пара. Это позволяет отказаться от специальных сложных сепарирующих аппаратов, максимально использовать эффект осадительной сепарации и применить простейшие и вместе с тем достаточно эффективные устройства

в виде подтопленного щита и пароприемного потолка. Барабаны-сепараторы описанной конструкции позволяют получать пар влажностью, не превышающей 0,1%.

В водо-водяных кипящих реакторах корпусного типа сепарация организуется в одном корпусе с реактором (см. рис. 24.12). Осадительная сепарация пара в условиях малого объема недостаточно эффективна. Образующаяся в кассетах активной зоны реактора пароводяная смесь поступает в сборный корб, откуда по параллельным патрубкам-стоякам попадает в циклоны аксиального типа. После разделения вода возвращается в водяной объем, а пар, поднимаясь в центральной части циклона, поступает в осушитель, а оттуда через выходные патрубки направляется по паропроводам в турбину.

Одна из возможных конструкций первичного центробежного сепаратора для корпусного реактора показана на рис. 15.8. Под воздействием центробежных сил, развиваемых завихрителем, пароводяная смесь разделяется на периферийный слой воды, движущийся вдоль внутренней цилиндрической стенки циклона, и центральный паровой поток. Основная масса воды удаляется из циклона через канал первичного отвода, в котором на лопатках прекращается ее вращение. Остаток воды, не попавший в канал первичного отвода, удаляется из канала вторичного отвода, в котором предусмотрены лопатки для выделения поступившего в этот канал пара. Последний вместе с основным потоком пара проходит предосушитель и далее направляется в осушитель.

Осушитель чаще всего представляет собой систему параллельных вертикально расположенных гофрированных пластин из пержавающей стали (рис. 15.9). В каждом гребне пластин приварена полоска, образующая вертикальный карман для улавливания и отвода влаги.



15.9. Осушитель насыщенного пара.

1 и 5 — каналы постоянной скорости; 2 и 6 — перфорированные листы; 3 — горизонтальный желоб; 4 — дренажные трубы; 7 — гофрированные пластины; 8 — карман для улавливания влаги.

Промывка пара. Перепишем уравнение (14.4) в виде $C_{\pi} = C_{\text{в}}(\omega + k_p)$, из которого следует, что повышение качества пара может быть достигнуто улучшением качества питательной воды (связанным с усложнением и удорожанием водоподготовки), уменьшением влажности пара (достигаемым сепарацией влаги из потока пара) и уменьшением коэффициента распределения. Последний является константой равновесия между кипящей водой и насыщенным паром и зависит от физико-химических свойств растворенных в воде веществ и давления. Для данного растворенного в воде вещества, заданного давления и принятой концентрации примеси коэффициент распределения является величиной постоянной. В свою очередь $k_p = C_{\pi}^{\text{раств}} / C_{\text{в}}^{\text{раств}}$, поэтому для получения более чистого пара при $k_p = \text{const}$ необходимо уменьшить концентрацию примесей воды, что также связано с удорожанием водоподготовки.

Учитывая, однако, что чистота выдаваемого пара определяется не водой, из которой он генерируется, а той водой, с которой он контактирует перед выходом в паровой объем, можно при данном качестве кипящей воды существенно уменьшить концентрацию примесей в паре в процессе его промывки, пропустив пар на последней стадии процесса через слой чистой воды, например конденсата или чистой питательной воды. Так реализуется *барботажная промывка пара*.

Сущность барботажной промывки пара состоит в следующем (рис. 15.10). Пусть из котловой воды высокого солесодержания с концентрацией $C_{\text{к.в}}$ образуется сухой пар с концентрацией $C_{\pi 1}$. При этом в соответствии с растворяющей способностью пара для данного вещества, зависящей только от параметров, устанавливается равновесие, характеризуемое коэффициентом распределения $k_1 = C_{\pi 1} / C_{\text{к.в}}$. Далее, проходя слой питательной воды с концентрацией $C_{\text{п.в}}$ (воды низкого солесодержания), пар приобретает концентрацию, соответствующую новому равновесию,

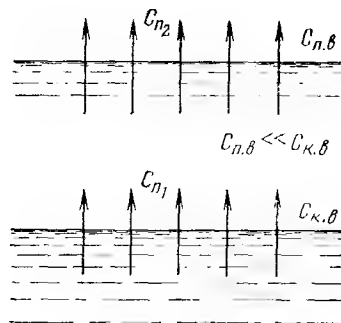


Рис. 15.10. Принципиальная схема промывки пара.

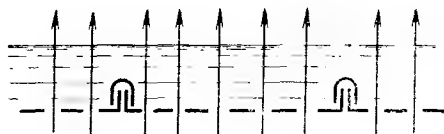


Рис. 15.11. Паропромывочное устройство.

отвечающему коэффициенту распределения $k_2 = C_{п2}/C_{п.в.}$.

В процессе установления нового равновесия часть растворенной в паре примеси переходит в воду, так как $C_{п2}/C_{п.в.} > k_2$. При этом концентрация примеси в паре уменьшается, а в промывочной воде — увеличивается. При хорошем и достаточно длительном контакте обеих фаз в процессе промывки $C_{п2}/C_{п.в.} > k_2$.

Поскольку оба процесса (образование пара и его промывка) протекают при одном и том же давлении, то $k_1 = k_2$, и так как $C_{к.в.} \gg C_{п.в.}$, то $C_{п2} \ll C_{п1}$. Для достижения высокого эффекта промывки пар через промывочную воду пропускают мелкими струйками, например, через дырчатый щит. После промывки насыщенный пар подвергается повторной сепарации, и влажность пара доводится примерно до уровня влажности его до промывки. В простейшем виде для промывки пара применяют дырчатый щит (рис. 15.11), на который подают промывочную воду. Для нормальной работы необходимо, чтобы промывочная вода не «проваливалась» через отверстия дырчатого листа, что возможно при малых нагрузках. Это обеспечивается созданием определенной скорости пара (см. § 13.2).

Промывку пара организуют в паровом объеме барабана (см. рис. 15.4). Необходимый уровень промывочной воды поддерживается верхней закраиной щита. Размеры промывочного устройства требуют, чтобы внутренний диаметр барабана был не менее 1600—1800 мм. В качестве промывочной воды применяют питательную воду. Количество воды, необходимой для промывки пара, зависит от паропроизводительности. В современных котлах вся питательная вода подается в раздающий короб, а ее избыток сливается через переливную щель в этом коробе непосредственно в водяной объем барабана, минуя промывку.

Ступенчатое испарение. Баланс солей для простейшей схемы водного режима барабанного котла с продувкой (рис. 15.12) имеет следующий вид:

$$DC_{п} + D_{пр}C_{пр} = (D + D_{пр})C_{п.в.} \quad (15.5)$$

Разделив левую и правую части уравнения (15.5) на D и обозначив $D_{пр}/D = p$, получим:

$$C_{п} + pC_{пр} = (1 + p)C_{п.в.}, \quad (15.6)$$

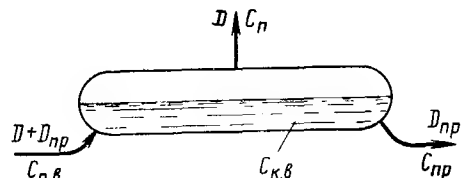


Рис. 15.12. Простейшая схема организации водного режима барабанного котла.

$C_{п.в.}$, $C_{к.в.}$, $C_{пр.}$, $C_{п.}$ — концентрации веществ соответственно в питательной воде, котловой воде, продувочной воде и паре.

откуда

$$C_{пр} = \frac{(1 + p)C_{п.в.} - C_{п.}}{p} \quad (15.7)$$

Пренебрегая солесодержанием пара ($C_{п.} \approx 0$) и принимая продувку p , например, равной 1%, получаем:

$$C_{пр} = C_{к.в.} = \frac{(1 + 0,01)C_{п.в.}}{0,01} = 101C_{п.в.} \quad (15.8)$$

Из последнего уравнения следует, что в указанных условиях пар образуется из котловой воды с солесодержанием, в 101 раз превышающим солесодержание питательной воды, и качество пара можно повысить увеличением продувки, что экономически невыгодно. Согласно ПТЭ непрерывную продувку выбирают в пределах 0,5—1,0% при восполнении потерь дистиллятом испарителей или обессоленной водой и 0,5—3% при восполнении потерь химически очищенной водой.

Более совершенным является водный режим, организованный по схеме ступенчатого испарения (метод ступенчатого испарения предложен Э. И. Роммом). Барабан делят перегородкой на два отсека (рис. 15.13). К каждому из отсеков присоединяют свою группу контуров циркуляции, не имеющих связи по воде. Лишь отверстие в разделяющей барабан перегородке соединяет водяной объем обоих отсеков. Питательную воду подают в первый (большой) отсек, продувку осуществляют через второй (малый) отсек. Котловая вода из первого отсека через отверстие в перегородке поступает во второй отсек, и уровень воды в нем устанавливается ниже, чем в первом. Весь пар из барабана отводят через первый отсек.

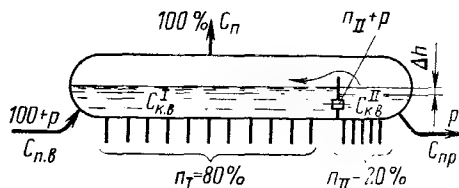


Рис. 15.13. Двухступенчатая схема испарения.

Обозначения те же, что и на рис. 15.12; кроме того, n_1 и n_{11} — паропроизводительность соответственно первой и второй ступеней испарения в процентах паропроизводительности агрегата.

Схема испарения, показанная на рис. 15.13, имеет две ступени. Приняв, например, паропроизводительность первой ступени $n_I = 80\%$, а второй $n_{II} = 20\%$, получим соответствующие концентрации примесей в котловой воде:

в первой ступени испарения

$$C_{к.в}^I = \frac{[n_I + (n_{II} + p)] C_{п.в}}{n_{II} + p} = \frac{(80 + 20 + 1) C_{п.в}}{20 + 1} = 4,8 C_{п.в}; \quad (15.9)$$

во второй ступени испарения

$$C_{к.в}^{II} = \frac{(n_{II} + p) C_{к.в}^I}{p} = \frac{(20 + 1) 4,8 C_{п.в}}{1} = 101 C_{п.в}. \quad (15.10)$$

Видно, что при двухступенчатом испарении $C_{к.в}^I < C_{к.в}^{II}$, поэтому первый отсек, где солесодержание воды невелико, называют *чистым*, а второй, в котором находится вода высокого солесодержания, — *солевым отсеком*. Отношение $C_{к.в}^{II} / C_{к.в}^I$ называют *кратностью концентрации*. Для приведенного примера 80% всего количества пара образуется из воды с низким солесодержанием, и поэтому основная масса пара получается более высокого качества, чем в схеме одноступенчатого испарения, и лишь 20% пара образуется из такой же воды, как в простой схеме. Следовательно, качество пара, полученного при двухступенчатой схеме, оказывается значительно выше, чем при одноступенчатой.

Перетекание воды из чистого отсека в солевой является внутренней продувкой чистого отсека. В отличие от внешней внутренней продувка не сопровождается потерей ни теплоты, ни рабочей среды, и поэтому ее значение выбирают только из соображения максимально возможного улучшения качества пара. В свою очередь значение этой продувки определяет производительность солевого отсека. В связи с этим возникает вопрос о выборе оптимальной производительности солевого отсека, которая устанавливается расчетом. Задаваясь различными значениями производительности солевого отсека n_{II} , в результате расчета определяют качество выдаваемого насыщенного пара при выбранной внешней продувке p . Очевидно, что производительности второй ступени испарения $n_{II} = 0$ и $n_{II} = 100\%$ соответствует водный режим без ступенчатого испарения и потому качество пара в обоих случаях должно быть одинаковым и соответствовать наибольшему его загрязнению. Для всей области работы по схеме ступенчатого испарения $0 < n_{II} < 100\%$ качество пара выше, а содержание в нем примесей ниже, чем в простой одноступенчатой схеме (рис. 15.14). Расчет

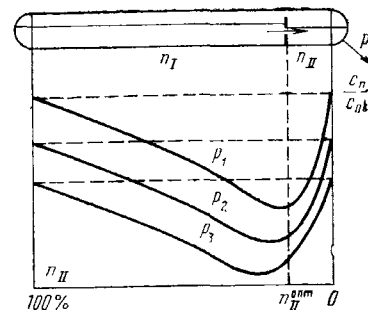


Рис. 15.14. К определению оптимальной производительности солевого отсека.

Продукта $\rho_1 < \rho_2 < \rho_3$.

устанавливается оптимальная производительность n_{II} , при которой достигается минимальное содержание примесей в паре. Каждой внешней продувке p соответствует свое оптимальное значение n_{II} .

При внутрибарабанном ступенчатом испарении ввиду ограниченности высот водяного и парового объемов разность уровней невелика, и это может вызвать обратные перетоки воды. Увеличение разности за счет повышения уровня воды в чистом отсеке связано с уменьшением высоты парового объема и, следовательно, с ростом капельного уноса, а снижение его в солевом отсеке может вызвать нарушение циркуляции.

При использовании выносных циклонов в качестве сепарационного объема и звена, замыкающего контур циркуляции солевого отсека, разность уровней в отсеках может быть выбрана достаточной по условиям предотвращения обратного перетока воды. Поэтому схемы с выносными циклонами предпочтительны, особенно при небольшой производительности солевого отсека.

Эффективность ступенчатого испарения возрастает с увеличением числа ступеней испарения, однако это нарастание с ростом числа ступеней затухает. Наибольшее распространение получили двух- и трехступенчатые схемы. При этом вторая ступень испарения может быть организована либо внутри барабана, как показано на рис. 15.13, либо вне его — в выносных циклонах (рис. 15.15). В трехступенчатой схеме обычно первую и вторую ступени выполняют в барабане, а третью — в выносном циклоне (рис. 15.16).

В выносных циклонах можно выполнять любой высоты паровой и водяной объемы. Это обеспечивает хорошую осушку пара (за счет большой высоты парового объема) и надежную работу циркуляционных контуров (за счет большой высоты водяного объема), а также предотвращает вынос воды из солевого в чистый отсек.

Ступенчатое испарение позволяет повысить чистоту пара при заданном качестве питательной воды и данном значении продувки. Оно позволяет также получить удовлетвори-

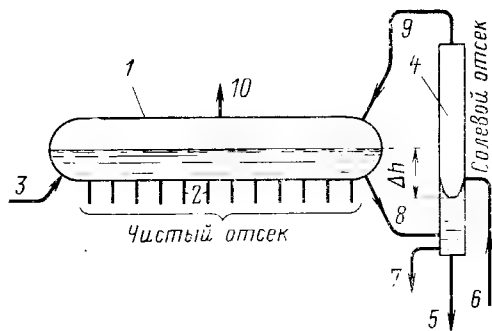


Рис. 15.15. Двухступенчатая схема организации водного режима с выносным циклоном.

1 — барабан; 2 — парообразующие трубы чистого отсека; 3 — подвод питательной воды; 4 — солевой отсек (выносной циклон); 5 — опускная труба; 6 — парообразующие трубы солевого отсека; 7 — продувка; 8 — линия питания контура солевого отсека; 9 — пароперепускная труба; 10 — пароводводящая труба.

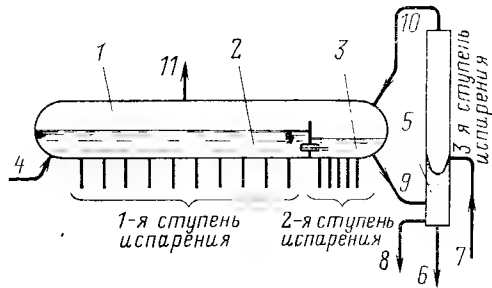


Рис. 15.16. Схема трехступенчатого испарения с выносной третьей ступенью

1 — барабан; 2, 3 и 5 — соответственно первая, вторая и третья ступени испарения; 4 — подвод питательной воды; 6 — опускная труба третьей ступени; 7 — парообразующие трубы третьей ступени; 8 — продувка; 9 и 10 — водоперепускная и пароперепускная трубы; 11 — пароводводящая труба.

тельную чистоту пара при воде более низкого качества, что упрощает и удешевляет водоподготовку. Ступенчатое испарение позволяет

также повысить экономичность паротурбинной установки вследствие уменьшения продувки без заметного снижения качества пара.

Глава шестнадцатая

ПРОЦЕССЫ НА ВНЕШНЕЙ СТОРОНЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

16.1. МЕХАНИЗМ ОБРАЗОВАНИЯ ОТЛОЖЕНИЙ

Вместе с органической массой твердого топлива в топочную камеру парового котла поступают различные минеральные примеси, которые в зоне высоких температур преобразуются; часть из них плавится, соединяется в более крупные частицы и выпадает в низ топки в виде шлака, а основная масса мелких золовых частиц уносится продуктами сгорания. Поведение золовых частиц в газоходах и топке зависит от химического состава и их физических свойств (температуры плавления, вязкости, теплопроводности и др.).

В составе золы имеются в небольшом количестве *легкоплавкие соединения* с температурой плавления 700—850°C. Это в основном хлориды и сульфаты щелочных металлов [NaCl, Na₂SO₄, CaCl₂, MgCl₂, Al₂(SO₄)₃]. В зоне высоких температур ядра факела они переходят в парообразное состояние и затем конденсируются на поверхности труб, так как температура чистой стенки всегда ниже 700°C.

Среднетопочные компоненты золы с температурой плавления 900—1100°C (FeS, Na₂SiO₃, K₂SO₄ и др.) могут образовать первичный липкий слой на экранных трубах и ширмах, если в результате ненадежного топочного режима факел будет касаться стен топки и вблизи экранных труб будет находиться высокотемпературная газовая среда.

Тугоплавкими компонентами золы являются, как правило, чистые окислы (SiO₂, Al₂O₃, CaO, MgO, Fe₂O₃ и др.). Температура их плавления (1600—2800°C) превышает максимальную температуру ядра факела, поэтому они проходят зону горения без изменения своего состояния, оставаясь твердыми. Ввиду малых размеров частиц эти компоненты в основном уносятся потоком газов и составляют летучую золу.

В зоне высоких температур газов (выше 700—800°C) на поверхности чистой трубы вначале происходит конденсация из газового потока легкоплавких соединений и образуется первичный липкий слой на трубах. На него одновременно налипают твердые частицы золы. Затем он отвердевает и становится плотным первоначальным слоем отложений, крепко сплывшим с поверхностью трубы. Температура наружной поверхности слоя повышается и конденсация прекращается. Далее на шероховатую поверхность этого слоя набиваются мелкие твердые частицы тугоплавкой золы, образуя внешний сыпучий слой отложений. Таким образом, в этой области температур газов на поверхности труб чаще всего присутствуют два слоя отложений: *плотный и сыпучий*.

В топочной камере в зонах контакта высокотемпературных газов с экранами могут возникать быстро нарастающие отложения. Они определяются набросом на поверхность труб частиц золы и шлаков, находящихся в полужидком или размягченном состоянии, которые затем охлаждаются и прочно схватываются с поверхностью. Этот процесс называется *шлакованием*. Возникшие при этом шлаковые наросты могут иметь большие размеры и массу до нескольких тонн. Наличие относительно легкоплавких частиц в зоне горения определяется образованием эвтектик окислов металлов MeO (типа CaO, MgO, FeO, Fe₂O₃) с кремнеземом SiO₂ и глинистыми минералами на основе Al₂O₃.

Зола большинства твердых топлив содержит примерно от 5 до 40% MeO. Увеличение содержания MeO в золе понижает ее температуру размягчения, создает опасность шла-

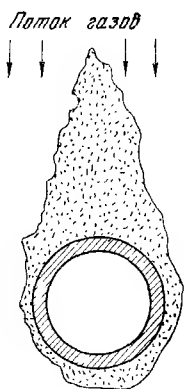


Рис. 16.1. Вид спекшихся отложений на поверхности трубы.

кования. Наоборот, при наличии в золе окислов $Al_2O_3 + SiO_2$, превышающих 80%, температура плавления золы быстро увеличивается; зола становится тугоплавкой.

При неблагоприятных характеристиках минеральной части топлива (содержание окислов кальция $CaO > 40\%$) в возникшем на поверхности нагрева слое сыпучих отложений может начаться процесс спекания (сульфатизации) за счет присутствия SO_2 в дымовых газах, ведущий к нарастанию плотных, крепко связанных с трубной по-

верхностью отложений (рис. 16.1). Шлакованию, кроме экранов топочной камеры, подвергаются ширмы, пакеты конвективного перегревателя в области температур газов до $600-700^\circ C$. Спекшиеся отложения могут перекрывать межтрубные промежутки шириной до 400 мм. Горизонтальные и слабонаклонные трубы шлакуются интенсивнее, чем вертикальные.

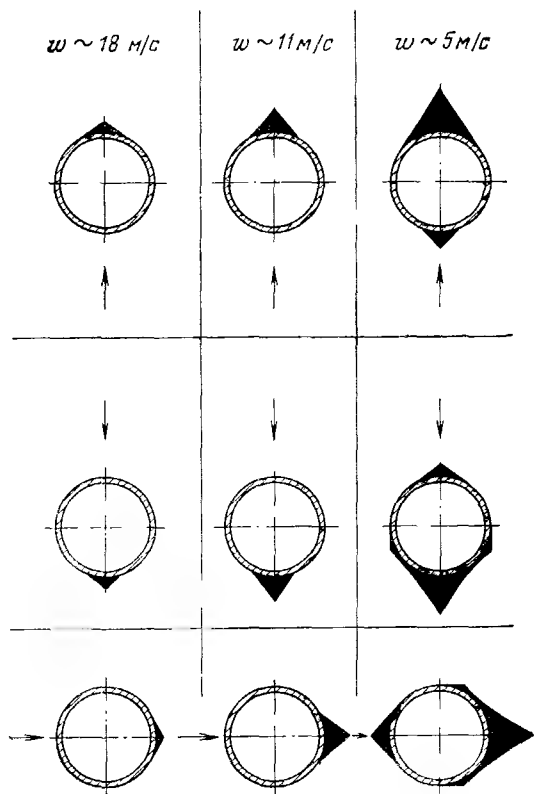


Рис. 16.2. Загрязнение труб сыпучими отложениями при разных направлениях и скоростях движения газов.

В зоне относительно низких температур газового потока (менее $600-700^\circ C$), характерных для поверхностей конвективной шахты, наиболее распространены *сыпучие отложения*. Плотный подслои на поверхности труб здесь отсутствует, так как конденсация паров щелочных металлов уже завершилась.

Сыпучие отложения преимущественно образуются на тыльной стороне трубы по отношению к направлению газового потока, в образующейся сзади трубы вихревой зоне (рис. 16.2). На лобовой стороне сыпучие отложения возникают лишь при малых скоростях потока (менее $5-6$ м/с) или при наличии в потоке очень тонкой летучей золы.

При рассмотрении процесса образования сыпучих отложений разделяют частицы золы на три группы фракций [21]. К первой группе относят самые мелкие фракции, так называемые безынерционные частицы, которые настолько малы, что двигаются по линиям тока газов, и поэтому вероятность их осаждения на трубах мала. Предельный размер частиц, относящихся к этой группе, составляет около 10 мкм.

Ко второй группе относят крупные фракции размером свыше 30 мкм. Эти частицы обладают достаточно большой кинетической энергией и при контакте с сыпучими отложениями разрушают их.

Третью группу составляют фракции золы размером от 10 до 30 мкм. При обтекании газовым потоком трубы эти частицы преимущественно оседают на ее поверхности и образуют слой отложений. В результате размер слоя сыпучих отложений определяется динамическим равновесием процессов постоянного оседания средних фракций золы и разрушения осевшего слоя более крупными частицами.

Сыпучие загрязнения на поверхности труб ухудшают теплообмен, что оценивается коэффициентом загрязнения

$$\varepsilon = \delta_z / \lambda_z, \quad (16.1)$$

где δ_z , λ_z — средняя условная толщина слоя отложений по периметру трубы и теплопроводность золотого слоя.

Коэффициент загрязнения ε , $(m^2 \cdot K) / Вт$, характеризует термическое сопротивление слоя отложений. Загрязнение труб отложениями летучей золы мало зависит от концентрации ее в потоке дымовых газов. Разница в загрязнении наблюдается только в первые часы работы до установления динамического равновесия (рис. 16.3,а). Существует сильная зависимость отложений от фракционного состава золы. Чем более тонкой по размерам фракций является зола, тем интенсивнее загрязнение труб, толще слой отложений (рис. 16.3,б).

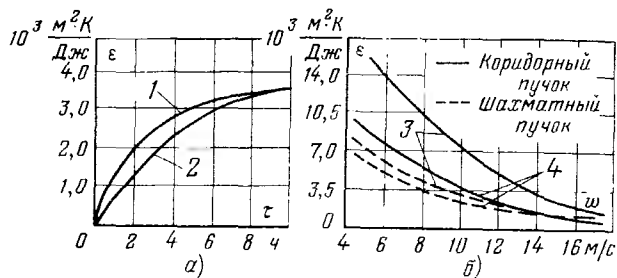


Рис. 16.3. Изменение коэффициента загрязнения труб в зависимости от концентрации золы в потоке и ее крупности (трубы $d=38$ мм, $s_1/d=s_2/d=2$).

a — в зависимости от времени работы; b — в зависимости от скорости потока; 1 — концентрация золы 21 г/м³; 2 — то же при концентрации 7 г/м³; 3 — мелкая зола (остаток на сите $R_{10}=24,5\%$); 4 — крупная зола (остаток на сите $R_{10}=52,5\%$).

Существенной является зависимость степени загрязнения труб от скорости газового потока. Оседание средних фракций золы на трубах увеличивается приблизительно пропорционально скорости потока. В то же время разрушающее слой действие крупных частиц растет пропорционально скорости в третьей степени, поэтому с увеличением скорости отложения на трубах уменьшаются. Проведенными исследованиями (рис. 16.2) доказано, что интенсивность загрязнений не зависит от направления движения потока, поперечно оmyвающего поверхность. Вертикальные змеевиковые поверхности в сравнимых условиях имеют меньшее загрязнение.

Большое влияние на степень загрязнения поверхности оказывают тип пучка труб (шахматный или коридорный) и продольный шаг труб s_2 в шахматном пучке. При равных прочих условиях (скорость газов, диаметр труб) коэффициент загрязнения коридорного пучка в 1,7—3,5 раза больше, чем шахматного (рис. 16.4).

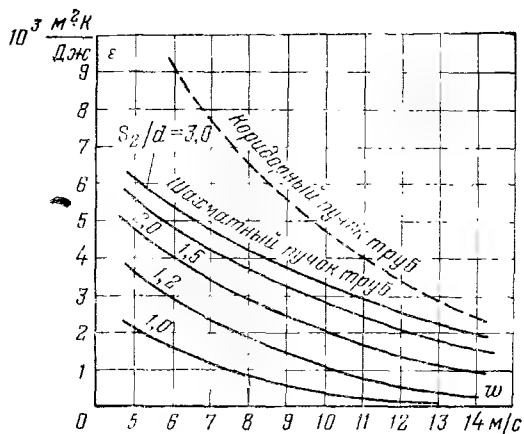


Рис. 16.4. Сравнение коэффициентов загрязнения различных пучков труб.

При скорости газов менее 3—4 м/с загрязнение труб сильно увеличивается. Эксплуатация поверхностей котла с такими низкими скоростями не рекомендуется. Если учитывать, что паровой котел может снижать нагрузку примерно до 50%, расчетная скорость газов при номинальной нагрузке должна быть не ниже 5—6 м/с.

При сжигании высокосернистых мазутов на поверхностях нагрева в зоне температур газов ниже 600°C образуются как *липкие отложения*, так и *плотные стекловидного типа*. Липкие отложения на поверхностях нагрева конвективных перегревателей, экономайзеров содержат преимущественно соединения ванадия (главным образом V_2O_5) и сульфаты. В плотных отложениях преобладают сульфаты железа и окислы кальция и натрия. Отложения при сжигании мазутов имеют тенденцию к быстрому росту, что приводит к заметному снижению теплообмена, увеличению сопротивления газового тракта и ограничению рабочей кампании парового котла.

За счет заметного количества соединений ванадия и серы отложения имеют кислую основу. Добавка к мазуту специальных веществ, обладающих щелочными свойствами, переводит эти отложения в более рыхлые. Того же эффекта можно добиться специальной организацией процесса сжигания, например сжиганием с избытками воздуха, близкими к единице [21].

Одним из методов очистки поверхностей нагрева является использование динамического воздействия на слой отложений струи пара, воды или воздуха. Действенность струй определяется их дальностью, в пределах которой струя сохраняет достаточный динамический напор для разрушения отложений. Наибольшей дальностью для термическим эффектом воздействия на плотные отложения обладает водяная струя. Аппараты этого типа находят применение для очистки экранов топочных камер. Однако *обдувка водой* требует строгого расчета, чтобы исключить резкое переохлаждение металла после удаления отложений.

Для очистки радиационных поверхностей нагрева и конвективных перегревателей широкое распространение получили *многоструйные выдвижные аппараты*, работающие на насыщенном или перегретом паре с давлением около 4 МПа.

Для очистки пирри и коридорных трубных пакетов в области горизонтального газотока применяют *вибраочистку*. Ее действие основано на том, что при колебании труб с большой частотой нарушается сцепление отложений с металлом. В этих целях используют вибраторы с волокончатными или пилками, передающими воздействие на очищаемую поверхность.

Наиболее эффективным способом очистки конвективных поверхностей в опускной шахте парового котла от сыпучей золы является *дробеоочистка*. В этом случае используют кинетическую энергию падающих чугунных дробин диаметром 3—5 мм. Дробь подается вверх воздушным потоком и распределяется по всему сечению шахты. Расход дробы на очистку определяют исходя из оптимальной интенсивности «орошения» дробью — 150—200 кг/м² сечения конвективной шахты. Время очистки составляет обычно 20—60 с.

Обязательным условием успешного использования дробовой очистки является регулярность ее применения сразу после пуска котла в эксплуатацию при еще практически чистых поверхностях нагрева. В последнее время находит распространение метод *термоволновой очистки* поверхностей нагрева конвективной шахты при помощи акустических низкочастотных волн, генерируемых в специальной импульсной камере взрывного горения.

Очистку вынесенных за пределы котла регенеративных воздухоподогревателей (РВП) осуществляют путем обдувки теплообменной набивки РВП *перегретым паром* (на 170—200°C выше температуры насыщения), реже применяю обмывку водой (липкие отложения она удаляет, но увеличивает коррозию), а также применяют метод ударной волновой очистки и *термический способ очистки*. Последний основан на периодическом повышении температуры набивки до 250—300°C за счет отключения подачи воздуха в аппарат РВП. При этом высохшая липкие отложения и испаряется сконденсировавшаяся серная кислота.

16.2. АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

При проектировании паровых котлов необходимо уделять серьезное внимание исключению процесса абразивного износа труб поверхностей нагрева частицами золы и несгоревшего топлива. Неправильный выбор скоростей газов в газоходе конвективной шахты может вызвать активное истирание металла трубы на отдельных участках по периметру, утонение стенки и аварийный разрыв.

Сущность абразивного износа заключается в том, что крупные частицы золы, обладающие достаточной твердостью и остротой граней, при ударах о стенку трубы непрерывно срезают с поверхности микроскопически малые слои металла, постепенно уменьшая в этом месте толщину стенки трубы. Частицы несгоревшего топлива (чаще у антрацитов и полуантрацитов) также вызывают истирание поверхности.

Таким образом, золовой износ прежде всего определяется абразивностью частиц золы. Последняя зависит от содержания SiO_2 в золе и заметно увеличивается, когда $\text{SiO}_2 > 60\%$. Интенсивность износа также зависит от общего количества золы в топливе, т. е. от A_p .

Интенсивность абразивного износа поверхности нагрева неравномерна как по сечению газохода, в котором размещена поверхность, так и по периметру труб. Существенное влияние на неравномерность износа оказывает поворот газов на 90° при входе в конвективную шахту (рис. 16.5). При этом наиболее грубые фракции золы отбрасываются к задней стенке шахты и создают в этой зоне поверхности нагрева повышенную степень износа труб. При поперечном обтекании шахматного пучка труб наибольшему абразивному износу подвержены лобовые участки трубы при угле атаки газов 30—50° (рис. 16.6). Коридорные пучки подвергаются существенно меньшему износу, так как последующие трубы находятся в аэродинамической тени впереди стоящих. При продольном движении газов внутри труб (воздухоподогреватель) абразивный износ происходит на входном участке трубы длиной 150—200 мм за счет

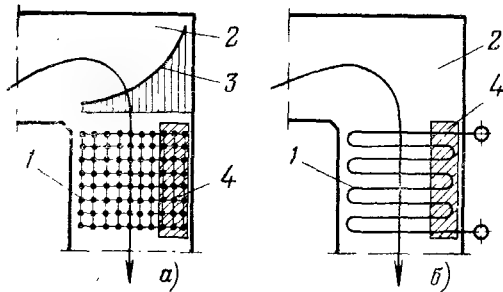


Рис. 16.5. Распределение крупных фракций летучей золы за поворотной камерой и зоны, опасные из-за абразивного износа металла поверхностей нагрева.

а — при расположении змеевиков параллельно фронту котла; б — при расположении змеевиков перпендикулярно фронту; 1 — змеевики; 2 — поворотная камера; 3 — распределение концентрации крупных фракций золы; 4 — зона абразивного износа труб.

удара крупных частиц о стенку после сужения струи на входе (рис. 16.7). В последующем поток стабилизируется, и крупные частицы движутся параллельно стенке.

В конвективных пакетах следует исключить продольные газовые коридоры, в которых скорости газов возрастают; особенно опасен износ наружных гибов труб, где дополнительно имеет место утонение стенки.

Интенсивность износа определяется:

- 1) кинетической энергией отдельных частиц золы или топлива, которая зависит от квадрата скорости газов — ω_r^2 ;
- 2) количеством частиц (концентрацией $\mu_{\text{эл}}$), проходящих у поверхности в единицу времени, которое зависит от зольности топлива и является возрастающей функцией от скорости ω_r ;
- 3) неравномерностью концентраций золы в потоке k_μ и скоростей газов в сечении k_ω ;
- 4) плотностью расположения труб в поперечно-омываемом пучке, т. е. относительным шагом труб s_1/d .

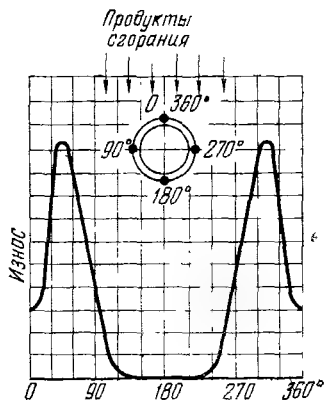


Рис. 16.6. Абразивный износ трубы при поперечном обтекании.

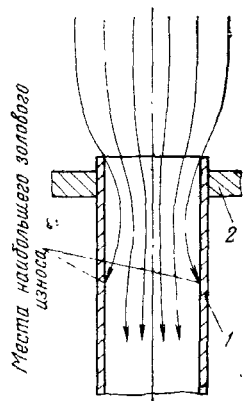


Рис. 16.7. Абразивный износ трубы при продольном обтекании.

1 — труба воздухоподогревателя; 2 — верхняя трубная доска.

В итоге интенсивность износа, мм/год, зависит в третьей степени от скорости газов:

$$I_{из} = amk_{\mu,эл}(k_w w_r)^3 \left(\frac{s_1 - d}{s_1} \right)^{1,8} \tau, \quad (16.2)$$

где a — коэффициент абразивности золы, мм·с³/(г·ч); m — показатель износоустойчивости труб, зависящий от химического состава стали; τ — время эксплуатации поверхности, ч.

Допустимым считается износ стенки трубы $I_{из} = 0,2$ мм/год из расчета нормальной работы трубы не менее 10 лет ($\tau = 60 \div 100$ тыс. ч).

Допустимые скорости газов, определяемые условиями истирания углеродистых труб абразивной золой, при относительном шаге труб в шахматном пучке $s_1/d = 2,5$ приведены ниже:

Топливо	w_r , м/с	Топливо	w_r , м/с
Экибастузский уголь	7,0	Антрацит марки АШ	11,5
Подмосковный уголь	9,0	Донецкий уголь мар-	
Челябинский уголь	10,0	ки Т	12,0
Кизеловский уголь	10,5		

Для выбора расчетной скорости газов в газоходе парового котла следует сопоставить экономически наимыгоднейшую скорость газов $w_{эк}$ (см. § 20.6) с допустимой скоростью по износу. Если окажется, что $w_{га} > w_{эк}$, то следует ориентироваться на оптимальные значения скоростей. В противном случае скорости газов ограничиваются условиями износа, а размеры поверхностей нагрева и габариты газоходов возрастают.

В любом случае при опасении абразивного износа труб поверхности нагрева принимают меры для защиты труб от износа. К ним относятся накладка стальных манжет на участки труб с вероятной повышенной степенью износа, включая омываемые газами гибы труб, установка на входе в трубы воздухоподогревателя разрезных вставок и др. Все эти устройства являются съемными и при очередном останове и осмотре поверхностей котла в случае из износа могут быть легко заменены новыми.

16.3. КОРРОЗИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Высокотемпературная коррозия. Под термическим высокотемпературная коррозия понимается коррозионное разрушение металла труб поверхностей нагрева, соприкасающихся с продуктами сгорания высокой температуры ($\theta_r > 700^\circ\text{C}$). Сюда относятся два вида коррозии металла, происходящие в разных зонах котла и имеющие различный химический характер. Одним из них является коррозия экранов топочной камеры в зоне расположения ядра факела, определяемая контактом сернистых газов с металлом труб. Другой характеризуется коррозией труб пароперегревателей и разрушением элементов их креплений за счет присутствия в газовом потоке окислов ванадия.

Наружная коррозия труб экранов наблюдается при сжигании в котлах угольной пыли топлив с малым выходом летучих веществ (антрациты, полуантрациты, тощие угли), а также сернистого мазута. Коррозия развивается в основном на уровне расположения горелок или несколько выше их в зонах стен топки, непосред-

ственно омываемых факелами от горелок. При неблагоприятных условиях скорость коррозионного разрушения металла лобовой части труб может составить 3—4 мм/год, т. е. трубы экранов в этой зоне выходят из строя менее чем через год (при толщине стенки трубы 5—6 мм).

Исследованиями установлено, что основным коррозионно-активным компонентом является газ сероводород (H_2S). Даже при незначительных объемных концентрациях H_2S у поверхности (0,04—0,07%) скорость коррозии металла возрастает примерно в 10 раз. При наличии кислорода и температурах $1400\text{—}1600^\circ\text{C}$ сероводород сгорает практически мгновенно. Следовательно, его наличие в пристенной зоне может иметь место только в условиях восстановительной среды около стен при местной глубокой нехватке кислорода.

Первичным продуктом реакции H_2S с металлом труб является сульфид железа FeS , который затем переходит в сульфаты железа и отслаивается от стенки трубы, давая возможность дальнейшему развитию процесса окисления.

Для исключения коррозионного разрушения экранов необходимо обеспечить равномерную раздачу топлива и воздуха по горелкам так, чтобы в каждой из них избыток воздуха был больше единицы. Желательно предотвратить удар факела в экраны, для чего следует отодвинуть от боковых стен крайние горелки или развернуть их к центру топки.

Коррозия труб конвективных пароперегревателей обнаружена при сжигании мазутов, когда температура стенки трубы превышает $610\text{—}620^\circ\text{C}$. Этот тип коррозии носит название *ванадиевой коррозии*. Она определяется образованием в потоке дымовых газов паров пятиоксида ванадия V_2O_5 . При наличии в мазуте окислов натрия в продуктах сгорания образуются ванадаты натрия ($5\text{V}_2\text{O}_5 \cdot \text{Na}_2\text{O} \times \text{V}_2\text{O}_4$), имеющие низкую температуру плавления $t_{пл} \approx 600^\circ\text{C}$. На поверхности труб перегревателя при $t_{ст} > 610^\circ\text{C}$ они образуют жидкую пленку, агрессивную по отношению к стали разного типа (углеродистой, слаболегированной, аустенитной). Сильно подвергаются ванадиевой коррозии также неохлаждаемые крепежные и дистанционирующие элементы с температурой, близкой к температуре газов.

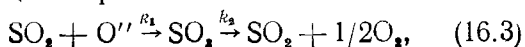
Коррозионный процесс усиливается при наличии в потоке газов окислов серы. Наиболее опасны для металла пиросульфаты натрия $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_7$, которые в сочетании с V_2O_5 создают повышенную агрессивность среды уже при 600°C . Максимум скорости коррозии достигается при $700\text{—}750^\circ\text{C}$ и характерен для крепежных элементов.

Снижения скорости ванадиевой коррозии можно достигнуть применением специальных щелочных присадок в мазут, например водного раствора хлористого магния MgCl_2 в количестве 0,6—0,8 кг/т мазута. Однако наиболее действенным способом является работа труб пароперегревателя с $t_{ст} < 600^\circ\text{C}$.

Низкотемпературная коррозия. К этому виду коррозии относят разрушение металла поверхностей нагрева воздухоподогревателей, находящихся в области наиболее низких тем-

ператур как газов, так и рабочей среды (воздуха).

Определяющим фактором интенсивной низкотемпературной коррозии является наличие в потоке дымовых газов паров серной кислоты H_2SO_4 . При горении серы топлива в зоне ядра факела образуется сернистый ангидрид SO_2 . В дальнейшем при наличии некоторого избытка воздуха SO_2 частично доокисляется в SO_3 атомарным кислородом O'' , образующимся в высокотемпературной зоне факела за счет цепных реакций горения и термической диссоциации. Серный ангидрид SO_3 может разрушаться, но только при весьма высоких температурах. Общий процесс образования и разложения SO_3 в зоне факела можно выразить следующим образом:



где k_1 и k_2 — константы скорости прямой и обратной реакций, при этом $k_1 > k_2$. В итоге на границе ядра факела образуется заметная концентрация SO_3 , которая после завершения горения снижается в результате постепенного разложения SO_3 .

Однако по мере снижения температуры газов этот процесс тормозится и практически прекращается при $\vartheta_r = 1200 \div 1250^\circ\text{C}$. Чем быстрее происходит охлаждение газов, тем выше будет остаточная концентрация SO_3 .

При дальнейшем прохождении газами конвективных поверхностей нагрева может происходить увеличение концентрации SO_3 . Катализаторами процесса доокисления SO_2 в SO_3 являются отложения на поверхностях нагрева, в том числе сажевые частицы. В итоге содержание SO_3 в газах составляет 1—5% количества SO_2 или 0,002—0,010% полного объема газов.

В зоне температур газов ниже 500°C начинается образование паров серной кислоты за счет реакции SO_3 с водяными парами, находящимися в газовом потоке. Этот процесс завершается при температуре около 250°C .

Коррозия поверхности нагрева может начаться при условии, если температура стенки и пристенного пограничного слоя окажется ниже температуры конденсации паров влаги или паров серной кислоты, соответствующей их парциальному давлению в газах. Температура, при которой начинается конденсация влаги на поверхности, называется *термодинамической температурой росы* (точка росы) $t_{\text{т.р}}$. Температура росы чистых водяных паров при их парциальном давлении в продуктах сгорания $p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \div 0,015$ МПа составляет $t_{\text{т.р}} = 45 \div 54^\circ\text{C}$. При наличии в потоке газов паров серной кислоты температура конденсации (сернокислотная точка росы $t_{\text{т.р}}^{\text{с}}$) значительно

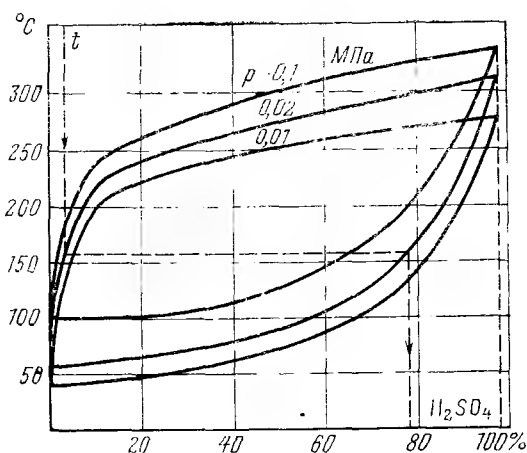


Рис. 16.8. Фазовое равновесие системы $\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{SO}_4$ при различных давлениях.

увеличивается и может достигать $140-160^\circ\text{C}$.

Оценочно ее можно определить по формуле (для сжигания мазута)

$$t_{\text{т.р}}^{\text{с}} = t_{\text{т.р}} + 205 \sqrt{S^{\text{п}} \text{O}_2}, \quad (16.4)$$

где $S^{\text{п}} = S^{\text{п}}/Q_{\text{п}}^{\text{п}}$ — приведенная сернистость топлива, $\% \cdot \text{кг}/\text{МДж}$; $\text{O}_2 = \frac{2i(\alpha-1)}{\alpha}$ — концентрация избыточного кислорода в газовом потоке, $\%$.

С увеличением содержания серы в топливе и избытка воздуха α возрастает образование SO_3 в потоке газов, что ведет к росту температуры росы.

На рис. 16.8 приведена диаграмма фазового равновесия жидкости и пара двухкомпонентной системы H_2O и H_2SO_4 при различных парциальных давлениях паров. Нижняя ветвь кривых при $p = \text{const}$ характеризует зависимость температуры кипения водного раствора серной кислоты от ее концентрации, а верхняя — температуру начала конденсации (точку росы) парового раствора. Видно, что даже незначительное содержание паров H_2SO_4 в дымовых газах (левая пунктирная линия) резко повышает температуру начала конденсации, при этом образующаяся пленка жидкости на стенке имеет высокую концентрацию серной кислоты.

На рис. 16.9 приведены две характерные кривые для низкотемпературных поверхностей нагрева, показывающие изменение скорости коррозии при разных температурах металла поверхности в условиях контакта с уходящими газами после сжигания сернистого мазута. Как видно, скорость коррозии в зависимости от температуры стенки изменяется не монотонно (рис. 16.9, кривая 1). При снижении $t_{\text{ст}}$ от точки росы (около 145°C) вначале коррозия резко возрастает, достигая максимума при $t_{\text{ст}} = 105 \div 110^\circ\text{C}$, затем происходит глубокий спад скорости коррозии, при $t_{\text{ст}} < 85 \div 90^\circ\text{C}$ имеет место второй подъем коррозионного разрушения металла.

Коррозия металла происходит при наличии на его поверхности пленки сконденсировавшейся влаги, содержащей H_2SO_4 . Продолжение коррозии возможно при новом поступлении в пленку H_2SO_4 из потока газов. Таким образом, скорость коррозии пропорциональна скорости конденсации паров H_2SO_4 .

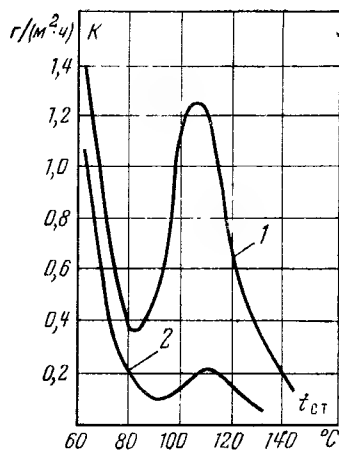


Рис. 16.9 Скорость коррозии листов набивки РВП в зависимости от температуры. 1 — большие избытки воздуха в топке ($\alpha_T \leq 1,1$); 2 — предельно низкие избытки воздуха ($\alpha_T = 1,02 \div 1,03$).

Интенсификация коррозии при $t_{ст} \leq 85 \div 90^\circ\text{C}$ определяется воздействием на металл раствора сернистой кислоты H_2SO_3 , которая образуется при низких температурах вследствие соединения на поверхности пленки влаги H_2O с SO_2 .

Скорость коррозии в зоне температур $80\text{—}120^\circ\text{C}$ существенно снижается при уменьшении избытка воздуха (рис. 16.9, кривая 2), что связано с уменьшением образования SO_3 и паров H_2SO_4 в дымовых газах. Таким же образом изменяется коррозия и при снижении содержания S^p в топливе. При этом максимум коррозии в зависимости от $t_{ст}$ сохраняет свое положение. Увеличение скорости коррозии при $t_{ст} < 80^\circ\text{C}$ практически не зависит от воздушного режима, так как определяется воздействием на металл не серной, а сернистой кислоты.

При сжигании твердого топлива в потоке дымовых газов находится большое количество частиц летучей золы, обладающей за счет соединений Ca и щелочных металлов основными

свойствами. В результате взаимодействия паров серной кислоты с летучей золой происходит частичное поглощение серной кислоты, ее концентрация в газах и последующая интенсивность коррозии несколько снижаются.

Для исключения низкотемпературной коррозии необходимо иметь $t_{ст} = t_{с.р} + (10 \div 15)^\circ\text{C}$, однако это экономически оправдано при сжигании малосернистых мазутов и сернистых твердых топлив, у которых $t_{с.р}$ не превышает $100\text{—}110^\circ\text{C}$. В других случаях определяемая значением $t_{ст}$ температура уходящих газов будет чрезмерно велика.

Минимальную температуру стенки поверхности нагрева трубчатого воздухоподогревателя можно определить по формуле

$$t_{ст}^{мин} = \frac{0,8\alpha_T\vartheta_{yx} + \alpha_B t'_B}{0,95\alpha_T + \alpha_B}, \quad (16.5)$$

где α_T и α_B — расчетные коэффициенты теплоотдачи с газовой и воздушной сторон поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; ϑ_{yx} , t'_B — температура уходящих газов и поступающего в поверхность воздуха, $^\circ\text{C}$.

Коэффициенты 0,8 и 0,95 учитывают влияние загрязнения труб с газовой стороны и неравномерность температурного поля газов по сечению газотока.

При прочих равных условиях минимальная температура стенки РВП на $10\text{—}15^\circ\text{C}$ выше, чем трубчатых воздухоподогревателей (ТВП), поскольку коэффициент $\alpha_T \approx \alpha_B$, в то время как в ТВП $\alpha_B \approx 1,8\alpha_T$.

Методы повышения $t_{ст}$ поверхностей воздухоподогревателей и способы снижения коррозионного разрушения металла поверхности изложены в гл. 19.

Глава семнадцатая

ПАРООБРАЗУЮЩИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

17.1. ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ ПАРООБРАЗУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ИХ КОМПОНОВКА

Парообразующие поверхности котлов различных систем отличаются друг от друга, но всегда они располагаются в основном в топочной камере и воспринимают теплоту радиацией. Топочные экраны воспринимают $35\text{—}40\%$ полного количества теплоты, выделяемой в топочной камере. Это обстоятельство в свою очередь оказывает сильное влияние на распределение теплоты между различными поверхностями нагрева (табл. 17.1). Так, при среднем давлении 4 МПа теплоты, получаемой радиацией, недостаточно для покрытия полной потребности на парообразование (62%), в связи с чем часть теплоты, затрачи-

Таблица 17.1

Распределение теплоты между поверхностями нагрева

Давление перегретого пара, МПа	Температура перегретого пара, $^\circ\text{C}$	Температура питательной воды, $^\circ\text{C}$	Распределение теплоты между поверхностями нагрева котла, %		
			парообразующие	пароперегревательные	экономайзерные
4	440	145	62	19	19
10	540	215	49	30	21
14	570	230	39	36	25
14	570/570	230	32	46	22
25,5	565/570	260	—	58	42

ваемой на испарение воды, передают в экономайзер. Поэтому в барабанных котлах среднего давления обычно экономайзер выполняют кипящего типа, т. е. таким, в котором

питательная вода не только подогревается до насыщения, но и частично превращается в пар. В барабанных котлах высокого давления (14 МПа и выше) доля теплоты, используемая на парообразование, в значительной мере снижается (табл. 17.1), и теплоты, передаваемой в топочной камере, становится достаточно для образования требуемого количества пара, в связи с чем экономайзер выполняют некипящего типа. Прямоточные котлы также имеют некипящие экономайзеры (см. § 11.2), из которых вода переходит в парообразующие трубы через распределительный коллектор. Подача в коллектор не воды, а пароводяной смеси вызвала бы резко неравномерное ее распределение по параллельным трубам.

В барабанных котлах среднего давления, кроме кипящих экономайзеров, для покрытия недостающей парообразующей поверхности нагрева иногда применяют конвективные парообразующие поверхности нагрева — *конвективные пучки*. Конвективной парообразующей поверхностью нагрева в прямоточных котлах является переходная зона, вынесенная в конвективный газопход, — *вынесенная переходная зона*, по конструкции напоминающая змеевиковый экономайзер; ее располагают между

пароперегревателем и экономайзером. В переходной зоне заканчивается парообразование, и пар доводится до слабого перегрева (на 10—20°C).

Парообразующие поверхности при давлении выше 14 МПа для котлов всех систем почти исключительно располагают в топочной камере в виде топочных экранов, воспринимающих лучистую теплоту.

Различают экраны *гладкотрубные*, в которых трубы расположены с небольшим зазором 4—6 мм (рис. 17.1, а), и *газоплотные*, состоящие из панелей, изготовленных из прессованных или катаных плавниковых труб или из гладких труб с приваренными к ним ребрами прямоугольного сечения либо с заплавленными промежутками между ними (рис. 17.1, б—г). Экраны из таких сваренных между собой панелей образуют цельносварную газоплотную конструкцию. Их называют *мембранными*. Для образования в топке зоны устойчивого воспламенения топлив с малым выходом летучих и их интенсивного горения экраны всех типов в области горелок снабжаются шипами и покрываются огнеупорной массой — *футерованные экраны* (рис. 17.2).

17.2. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТОПОЧНЫХ ЭКРАНОВ И ИХ КОНСТРУКЦИИ

Гладкотрубные экраны применяют в котлах всех систем, работающих под разрежением (с уравновешенной тягой). При естественной циркуляции топочные экраны располагают почти исключительно вертикально и в отдельных случаях круто наклонно. Учитывая возможность организации движения пароводяной смеси со скоростью, предотвращающей нарушение гидравлических режимов, парообразующие поверхности котлов прямоточных и с многократной принудительной циркуляцией можно ориентировать в пространстве любым способом, выполняя топочные экраны вертикальными, горизонтальными и подъемно-опускными.

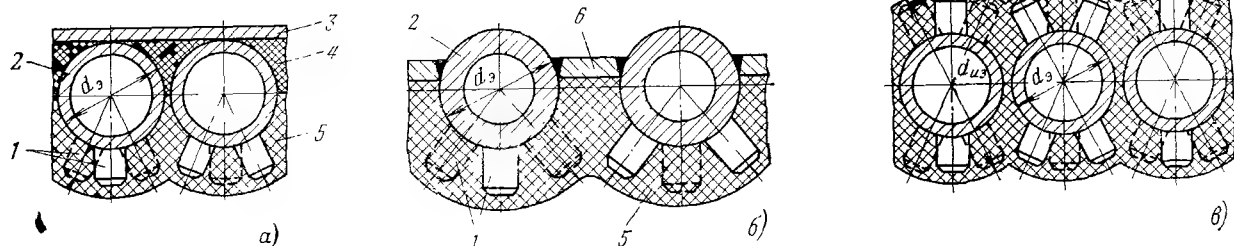
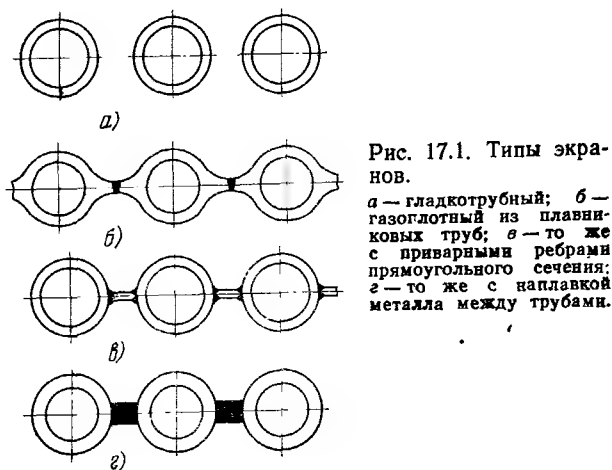


Рис. 17.2. Конструкции футерованных экранов.

а — настенного гладкотрубного; б — настенного мембранного; в — двухсветного; 1 — шипы; 2 — труба; 3 — обшивка; 4 — пластичная хромитовая масса; 5 — карборунд; 6 — мембрана.

В соответствии с особенностями естественной циркуляции и принудительного движения рабочей среды ниже рассматриваются методы повышения надежности топочных экранов котлов с естественной циркуляцией и прямоточных котлов и их конструкции.

Методы повышения надежности циркуляции. В правильно спроектированных и выполненных контурах циркуляции при нормальной эксплуатации котлов обычно не возникает трудностей в отношении надежной их работы. Напомним, однако, что с повышением давления движущий напор циркуляции падает (см. § 12.1). Рост единичной паропроизводительности котла связан с увеличением ширины панелей циркуляционных контуров, а следовательно, с большими неравномерностями обогрева параллельно работающих труб, отрицательно влияющими на циркуляцию. Существенно повышается интенсивность обогрева парообразующих труб с увеличением мощности.

Переход к мощным энергетическим установкам на высокие параметры пара в условиях постоянного развития теплоэнергетики повышает требования к надежности котла в целом и надежности контуров циркуляции в особенности.

Основным источником нарушения циркуляционных режимов является неравномерность обогрева по ширине контура. Неравномерность обогрева по высоте труб контура играет меньшую роль, так как при этом все параллельно включенные и вертикально расположенные трубы получают одинаковое количество теплоты и охлаждаются одинаковым количеством проходящей через них воды. Неравномерность обогрева по ширине вызывается конструктивными особенностями контура циркуляции (см. рис. 12.11) и условиями эксплуатации (см. рис. 12.12). Неравномерности обогрева, вызываемые конструктивными особенностями контура, с той или иной полнотой всегда могут быть учтены в процессе проектирования. Менее определенные неравномерности возникают в процессе эксплуатации. Главным фактором неравномерности тепловосприятия является шлакование. Шлакование никогда не бывает равномерным по всей поверхности экрана, оно зависит от многих факторов и, в частности, от воздушного режима в топке, равномерности подачи топлива через горелки в топочную камеру и др. Сильно зашлакованные и потому слабообогреваемые трубы получают в целом меньше теплоты по сравнению с чистыми трубами, и поэтому у них и меньший движущий напор, и через них проходит и меньше охлаждающей (циркулирующей) воды. Такие трубы плохо охлаждаются; они могут перегреваться в оголенных участках вследствие интенсивного подвода к ним теплоты.

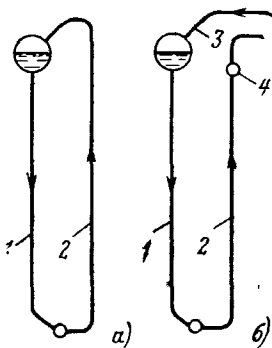


Рис. 17.3.

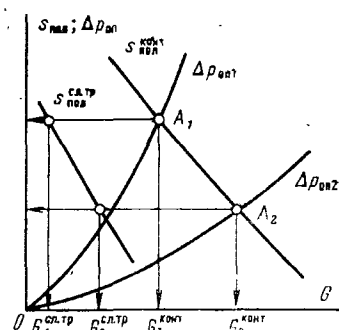


Рис. 17.4.

Рис. 17.3. Схемы контуров естественной циркуляции.

а — с непосредственной выдачей пароводяной смеси в барабан; б — с выдачей пароводяной смеси через коллектор; 1 — водоподводящие (опускные) трубы; 2 — парообразующие (подъемные) трубы; 3 — пароотводящие трубы; 4 — коллектор.

Рис. 17.4. Влияние сопротивления водоподводящих труб на расход воды в парообразующих трубах.

С повышением давления, особенно при $p > 16$ МПа, полезный напор циркуляции заметно снижается (см. рис. 12.3). Падает и средняя кратность циркуляции, оказывающая весьма существенное влияние на температурный режим металла обогреваемых труб. Поэтому обеспечение достаточной кратности циркуляции является важным этапом проектирования циркуляционных контуров.

Основными методами повышения надежности циркуляции являются повышение кратности циркуляции и секционирование широких панелей подъемных труб.

Увеличение кратности циркуляции. Контур циркуляции выполняется с непосредственным присоединением парообразующих труб к барабану или через коллектор с помощью пароотводящих труб.

При данной производительности контура кратность циркуляции обеспечивается достаточным (по условиям надежного охлаждения обогреваемых труб) расходом через него воды — соответствующим сечением водоподводящих труб и пароотводящих труб контура циркуляции (рис. 17.3).

На рис. 17.4 видно, что для контура с непосредственным вводом парообразующих труб в барабан (рис. 17.3, а) при малом сечении опускных труб кривая, выражающая их гидравлическое сопротивление $\Delta P_{оп1}$, проходит круто и в пересечении с характеристикой полезных напоров контура $S_{пол}$ образует рабочую точку A_1 диаграммы циркуляции. В этой точке гидравлическое сопротивление чрезмерно велико, а скорость циркуляции и расход воды ограничены. В таких условиях резко сокращается запас по застою циркуляции, а ограниченный расход воды может не обеспечить

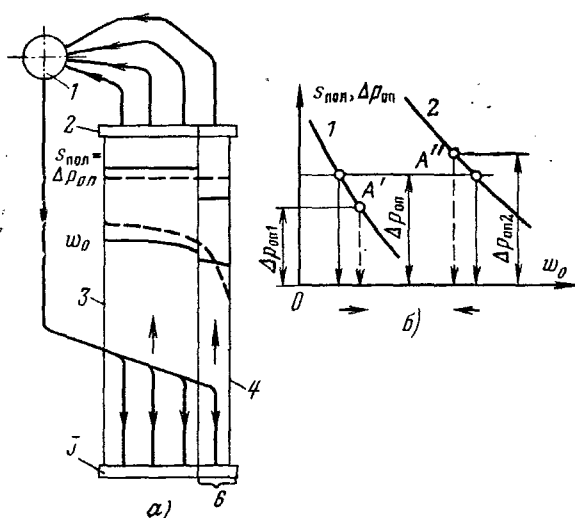


Рис. 17.5. Циркуляционные характеристики топочного экрана.

a — распределение полезных напоров и скоростей циркуляции по ширине экрана и его секционирование: 1 — барабан; 2 — верхний коллектор; 3 — средние экранные трубы; 4 — угловые экранные трубы; 5 — нижний коллектор; 6 — трубы, выделенные в самостоятельный контур; — — — — — несекционированный экран; — — — — — секционированный экран; б — диаграмма циркуляции: 1 — $S_{пол}$ слабообогреваемого контура; 2 — $S_{пол}$ интенсивно обогреваемого контура; $\Delta P_{оп}$ — перепад давления до секционирования; $\Delta P_{оп1}$, $\Delta P_{оп2}$ — перепады давления в контурах после секционирования.

надежного отвода теплоты парообразующих труб.

Увеличение сечения опускных труб уменьшает их гидравлическое сопротивление $\Delta P_{оп2}$, понижает полезный напор циркуляции (рабочая точка A_2) и потому увеличивает запас по застою циркуляции. При этом существенно увеличивается не только общий расход воды через подъемные трубы, но, что очень важно, и через слабообогреваемые трубы, улучшая их температурный режим.

Необходимое сечение опускных труб определяется расчетом циркуляции и для высокого давления составляет для настенных экранов 0,4—0,5, двусветных экранов 0,7—0,9 сечения подъемных труб.

В контуре циркуляции, изображенном на рис. 17.3,б с пароотводящими трубами, надо уменьшить гидравлическое сопротивление также пароотводящих труб, что достигается увеличением сечения и уменьшением их длины. Обычно общее сечение отводящих труб составляет 30—60% сечения парообразующих труб.

Секционирование экранов. Поскольку основной причиной возникновения опасных режимов является неравномерный обогрев парообразующих труб, включенных в общую систему, панели топочных экранов секционируют с целью уменьшения неоднородности их работы; в каждую секцию выделяют примерно одинаково обогреваемые трубы с самостоятельным питанием.

На рис. 17.5 показано распределение скоростей в экране, имеющем неравномерный обогрев по ширине. Угловые трубы получают существенно меньше теплоты, чем средние, и преодолеть полезный напор контура $S_{пол} = \Delta P_{оп}$, который создается главным образом сильнообогреваемыми трубами, угловые трубы не способны, поэтому в них может появиться застой циркуляции, свободный уровень или опрокидывание циркуляции. Выделение угловых труб в самостоятельный контур циркуляции разделением верхнего и нижнего коллекторов перегородками позволяет примерно выровнять скорости циркуляции в пределах каждого контура, что создает благоприятные для них условия. При этом полезный напор в выделенном контуре несколько уменьшится, однако запасы против застоя и опрокидывания циркуляции возрастут при прежней неравномерности обогрева по ширине экрана, и скорость циркуляции увеличится (рабочая точка A' на рис. 17.5,б). В контуре с интенсивно обогреваемыми трубами полезный напор возрастет, и несколько уменьшится скорость циркуляции, но запасы против застоя и опрокидывания циркуляции в нем также будут достаточно велики (рабочая точка A'' на рис. 17.5,б).

Обычно топочные экраны котлов с естественной циркуляцией выполняют гладкотрубными, сплошными по всем стенам топочной камеры. Для котлов высокого и сверхвысокого давлений применяют трубы внутренним диаметром 40—50 мм. Опускные трубы выполняют диаметром 60—160 мм и более. Иногда в качестве опускной системы мощных котлов применяют стояки большого диаметра (600—800 мм).

На рис. 17.6 показано примерное расположение настенных топочных экранов и их элементов в котле высокого давления. Настенные топочные экраны 1, 6, 7 представляют собой систему параллельно включенных вертикальных труб. Исходя из конструктивных особенностей топочной камеры, допускают крутонаклонные участки (трубы холодной воронки 9, места разводки труб для амбразур 8 и т. п.). В установках высокого давления, когда располагаемая радиационная теплота в топке больше необходимой для парообразования, в топочной камере частично освобождаются стены для размещения других поверхностей нагрева. При этом парообразующие поверхности располагают на вертикальных стенах, а потолок служит для размещения на нем пароперегревателя 3. Радиационные пароперегреватели располагают также в верхней части фронтальной стенки или по всей высоте фронта, иногда перемежая перегревательные панели с испарительными.

Все верхние коллекторы располагают примерно на одном уровне и подвешивают к каркасу котла. Топочные экраны обрамляют поясами жесткости 12 из профильной стали, вместе с которыми они перемещаются по вертикали. К топочным экранам часто крепят обмуровку, которая снаружи покрыта обшивкой (см. § 21.1). Таким образом, к каркасу подвешивают не только трубную систему экранов, но вместе с ней также обмуровку и обшивку. Узел крепления экранных

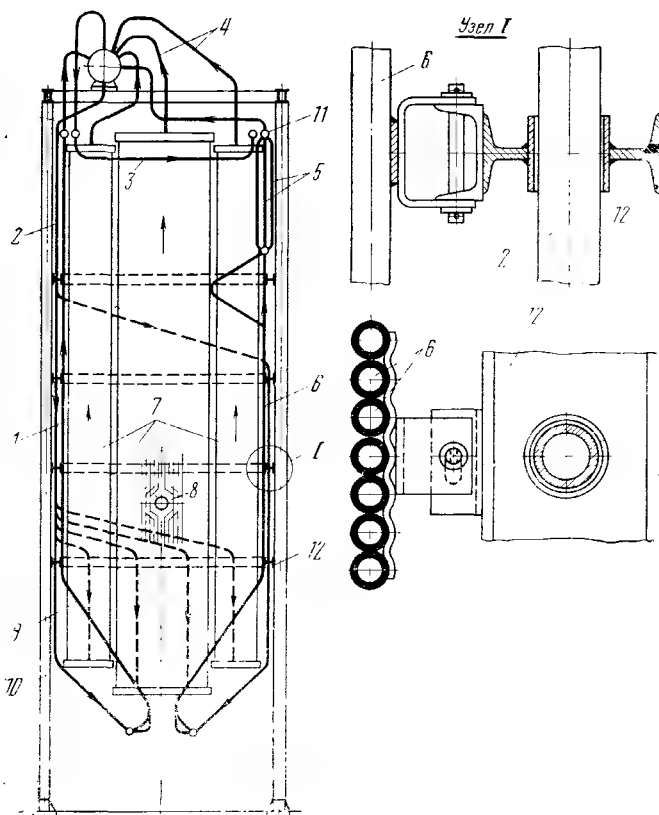


Рис. 17.6. Схема расположения топочных экранов котла высокого давления.

1 — фронтальный экран; 2 — опускные трубы; 3 — потолочный экран; 4 — отводящие трубы; 5 — фестоны; 6 — задний экран; 7 — боковой экран; 8 — разводка труб у амбразур; 9 — холодная воронка; 10 — каркас; 11 — коллектор фестона; 12 — пояс жесткости.

и опускных труб к подвижным поясам жесткости показан отдельно на рис. 17.6 (узел I). Вся трубная система экранов вместе с крепящейся к ней обмуровкой свободно расширяется вниз.

В котлах большой мощности устанавливают двухсветные экраны, разделяющие топку на отдельные камеры (см. § 7.1). Двухсветные экраны подвешивают так же, как и настенные экраны. Для выравнивания давления в камерах топки и предотвращения прогиба труб экрана в случае «хлопка» в верхней части двухсветного экрана или по всей его высоте разводкой труб образуют окна (рис. 17.7).

Методы повышения надежности топочных экранов прямоточных котлов. В прямоточных котлах топочные экраны располагаются вертикально и горизонтально (см. рис. 11.1). В зависимости от расположения трубы этих экранов получают различное количество теплоты как по высоте топочной камеры, так и по ее ширине и глубине.

В котлах с горизонтальным или слабонаклонным контуром парообразующие трубы непрерывно и неоднократно обходят весь периметр топочной камеры (рис. 17.8). Если какая-либо стенка обогревается сильнее остальных, то эта неоднородность по ширине или глубине топки (или что то же самое по трак-

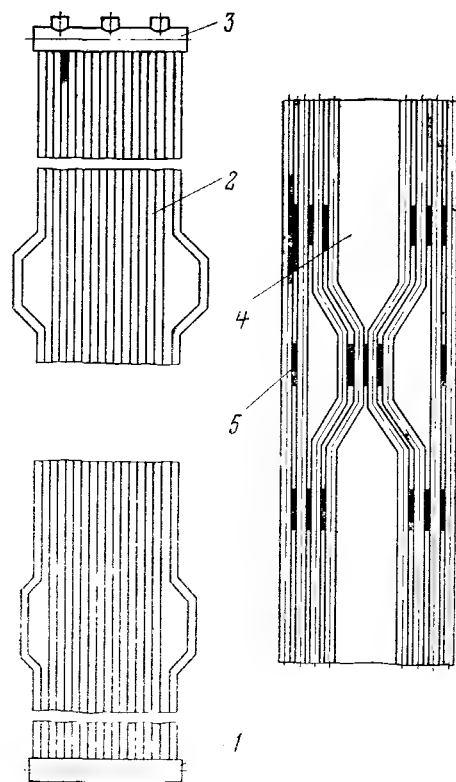


Рис. 17.7. Секция (блок) двухсветного экрана.

1 — нижняя камера; 2 — трубы двухсветного экрана; 3 — верхняя камера; 4 — окна; 5 — места сварки соседних труб.

ту рабочей среды) не сказывается, так как трубы ленты обходят все стенки, и эта неоднородность обогрева сохранится для всех параллельно включенных труб ленты.

В целях уменьшения массы трубной системы топочные экраны мощных котлов высокого

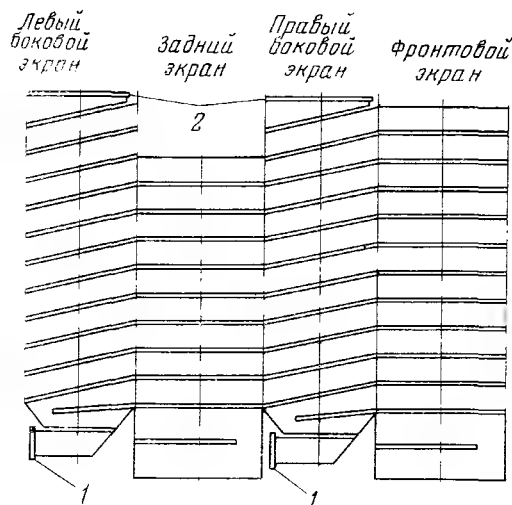


Рис. 17.8. Развертка топочных экранов котла Рамзина. 1 — входные коллекторы; 2 — выходные коллекторы.

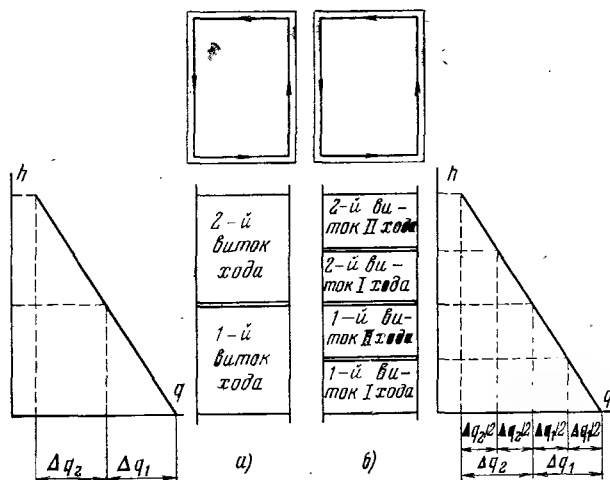


Рис. 17.9. Влияние ширины ленты горизонтальной навивки на неравномерность обогрева.
а — одноходовая навивка; б — двухходовая навивка.

давления изготавливают из труб небольшого внутреннего диаметра (25—40 мм). Уменьшение диаметра труб при сохранении массовой скорости потока требует увеличения числа параллельных труб. Оба обстоятельства: увеличение мощности котла и уменьшение диаметра труб — приводят к увеличению ширины ленты. Чем шире горизонтальная лента, тем больше влияние неравномерности обогрева по высоте топки параллельных труб, образующих эту ленту. Поэтому, желая сохранить малый диаметр труб, мощные котлы выполняют не с одним потоком рабочей среды — не с одной лентой, а с двумя (или даже с четырьмя) параллельными потоками — лентами. При этом ширина каждой ленты и неравномерность обогрева уменьшаются пропорционально числу параллельных потоков (рис. 17.9). Независимо от числа лент (потоков) каждая труба воспринимает один и тот же падающий тепловой поток. Ленты непрерывно и винтообразно навивают на все четыре стены топочной камеры, обеспечивая восходящее движение потока. Применяют различные схемы навивки. Обычно наклонные трубы ленты располагают на двух боковых стенах топки. Фронтальная и задняя стены имеют горизонтальные трубы (рис. 17.8). В иных конструкциях лента поднимается только на задней стене либо на всех четырех стенах. Угол наклона ленты зависит от ее ширины (числа и диаметра трубы) и ширины стен топочных экранов, на которых осуществляют подъем ленты, и обычно составляет 12—15°. Число труб в ленте определяется мощностью котла и массовой скоростью в трубах, которая в зоне интенсивного обогрева принимается около 1000 кг/(м²·с) при $p \leq 10$ МПа и 1500—2000 кг/(м²·с) при

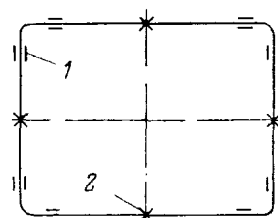
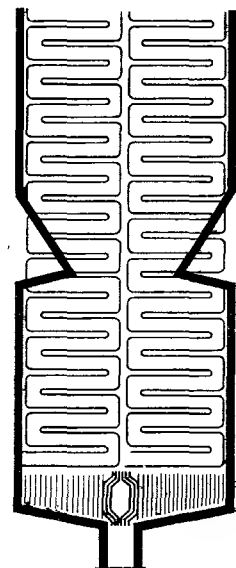


Рис. 17.10. Схема крепления топочных экранов при горизонтальной навивке труб.
1 — подвижное крепление; 2 — неподвижное крепление.

Рис. 17.11. Панели горизонтально-подъемных змеевиков экранов.



более высоком давлении. Чрезмерная массовая скорость вызывает большие гидравлические сопротивления.

Во избежание прогиба горизонтальные трубы на прямолинейных участках крепят в трех точках: посередине неподвижно, а на угловых участках предусматривается свободное их расширение (рис. 17.10). При горизонтальной навивке упрощается конструкция сочленения топочных экранов, расположенных на смежных стенах топки, снимаются вопросы затененности угловых участков труб и улучшаются условия равномерности обогрева отдельных труб, так как ленты охватывают топку по всему периметру. Однако горизонтальная навивка затрудняет изготовление топочных экранов в виде блоков и увеличивает количество сварных стыков. Разновидностью горизонтальной навивки является расположение горизонтальных змеевиковых труб с подъемным движением среды в пределах части ширины экранов — система меандр (рис. 17.11). Такие системы менее чувствительны к неравномерностям обогрева, особенно при больших поперечных размерах топки, и применяются для негазоплотных экранов. Крепление труб здесь более сложное.

Вертикальные топочные экраны прямоточных котлов по внешнему виду напоминают топочные экраны контуров естественной циркуляции и также занимают все стены топочной камеры. В целях уменьшения неравномерности обогрева топочные экраны секционируют по ширине топки, а секции между собой соединяют последовательно, получая многоходовую систему (рис. 17.12). Появляются опускные трубы, в которых при перемешивании потока устраняется тепловая разверка, но

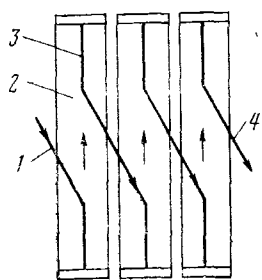


Рис. 17.12. Последовательное соединение между собой секций топочного экрана.

1 — вход рабочей среды в топочный экран; 2 — секции (панели) экрана; 3 — опускающие трубы; 4 — в следующую панель.

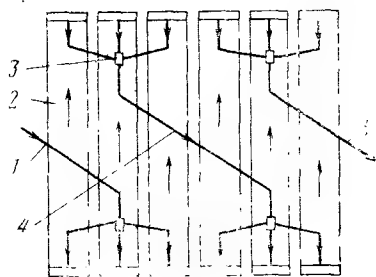


Рис. 17.13. Последовательное соединение параллельно включенных секций.

1 — вход рабочей среды; 2 — секции; 3 — смеситель; 4 — опускающие трубы; 5 — в следующую панель.

конструкция экранов и условия их работы усложняются.

Для узких панелей неравномерность обогрева меньше. В мощных котлах узкие вертикальные панели с малой неоднородностью обогрева по ширине объединяют в параллельные блоки, соединяемые между собой последовательно (рис. 17.13).

Вертикальные экраны удобно выполнять в виде блоков, представляющих собой систему вертикальных труб, объединяемых на концах общими коллекторами. Крепление экранов и

свобода их термических удлинений обеспечиваются различными методами (рис. 17.14). Обычно трубная система экрана подвешивается за верхний коллектор и свободно расширяется вниз (рис. 17.14,а). В котлах большой мощности топочные экраны обычно имеют разъем (см. рис. 22.4 и 22.5). В таких конструкциях (рис. 17.14,б) трубы верхней части экрана через коллектор также подвешиваются к каркасу. Трубы нижней части экрана у ската холодной воронки крепятся к каркасу. Обе части экрана расширяются в сторону разъема, зазор между которыми в холодном состоянии $\delta_x \approx 200 \div 300$ мм выбирается с расчетом их сближения до минимальной величины δ_r в горячем (рабочем) состоянии. Золовые отложения в области разъема периодически удаляются обдувкой воздухом.

В целях уменьшения неравномерности обогрева по ширине вертикально расположенных панелей иногда срезают углы топки, получая восьмигранную в плане топочную камеру (рис. 17.15). Такая форма топочной камеры конструктивно недостаточно удобна, но хороша в отношении организации в ней вертикального вихря при тангенциальной компоновке угловых горелок.

Часто гидравлическую систему выполняют с вертикальными подъемно-опускными трубами в U-, П-, N-образных и многоходовых панелях (см. § 11.3). В них зону с неодинаковым обогревом по высоте проходят все параллельные трубы, и потому они получают примерно одинаковое количество теплоты.

17.3. ОСОБЕННОСТИ ГАЗОПЛОТНЫХ ЭКРАНОВ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ

В газоплотных котлах топочные экраны выполняются в виде вертикальных панелей. Допустимая разность температуры стыкуемых труб по условиям прочности не должна превышать $50-100^\circ\text{C}$. Это условие легко выполняется при одноходовом вертикальном движении (короткие трубы), когда разность температуры рабочего тела в соседних трубах не превышает допустимого предела и никаких специальных мер в этом отношении принимать не надо. В двухходовой схеме панели экранов конструктивно соединены между собой параллельно, а по рабочему телу последовательно (рис. 17.16,а), что из-за большой разности температур $\Delta t > 50 \div 100^\circ\text{C}$ между свариваемыми панелями (рис. 17.16,б) может привести к чрезмерным температурным напряжениям, нарушению газоплотности и даже разрыву труб.

Топочные экраны, особенно котлов СКД, работают в тяжелых условиях: высокие температура, давление рабочего тела, температу-

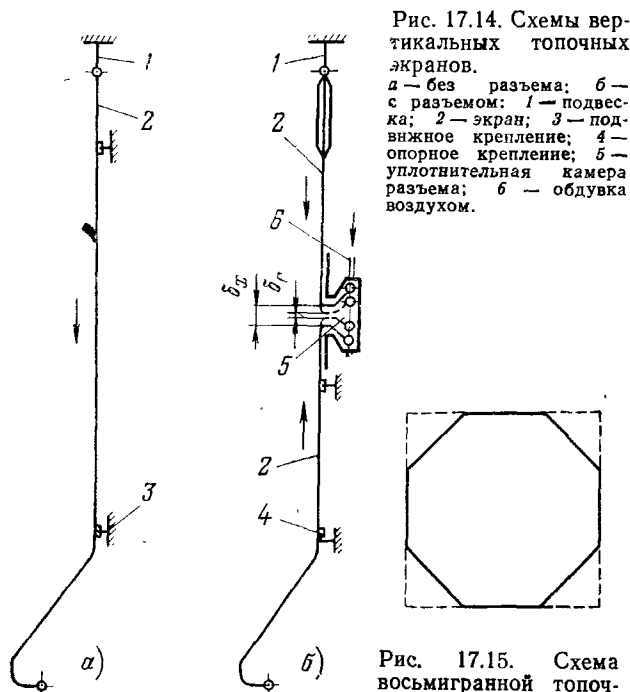


Рис. 17.14. Схемы вертикальных топочных экранов.

а — без разъема; б — с разъемом: 1 — подвеска; 2 — экран; 3 — подвижное крепление; 4 — опорное крепление; 5 — уплотнительная камера разъема; 6 — обдувка воздухом.

Рис. 17.15. Схема восьмигранной топочной камеры (план).

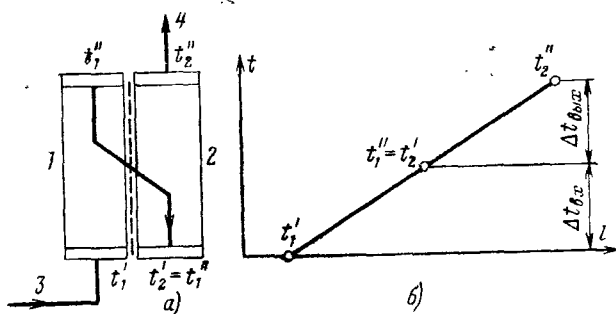


Рис. 17.16. Схема двухходового цельносварного экрана (а) и график перепада температуры сопряженных панелей на входе $\Delta t_{вх}$ и выходе $\Delta t_{вых}$ (б).

1 и 2 — панели экрана; 3 и 4 — вход и выход рабочего тела.

ра факела и большая интенсивность обогрева, агрессивная среда топочных газов. Поэтому очень важно повысить надежность работы топочных экранов, что при хорошей организации процессов, протекающих по обе стороны теплообменной стенки экранов, в газоплотных котлах достигается максимально возможным уменьшением Δt . Основными методами уменьшения Δt между свариваемыми панелями являются: рециркуляция продуктов сгорания и рабочей среды, перемешивание рабочей среды по тракту (по длине экранов), байпасирование части холодного потока.

Байпасирование части холодного потока. В этой схеме (рис. 17.17,а) часть рабочего тела проходит мимо первой панели обогреваемых экранов, что увеличивает подвод теплоты на единицу его расхода и вызывает повышение температуры на выходе из этой панели. При этом уменьшается разность температур $\Delta t_{вх}$ свариваемых соседних панелей, и ее можно поддерживать на допустимом уровне даже в наиболее опасной зоне на выходе из панелей (рис. 17.17,б). Перераспределение расходов между панелью и линией байпасирования почти не влияет на $\Delta t_{вх}$.

В этой схеме массовая скорость увеличивается по тракту: в первом ходе НРЧ она наименьшая, во втором — наибольшая, что позволяет повысить температуру среды на входе и выходе первого хода и приблизить их к соответствующим температурам второго хода (рис. 17.17,б). Долю байпасируемой среды выбирают

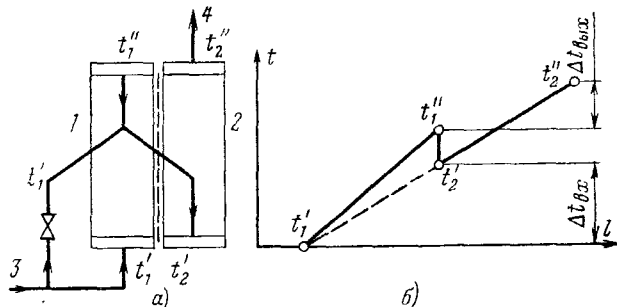


Рис. 17.17. Схема двухходового цельносварного экрана с байпасированием (а) и график перепада температуры сопряженных панелей на входе $\Delta t_{вх}$ и выходе $\Delta t_{вых}$ (б). Обозначения те же, что и на рис. 17.16.

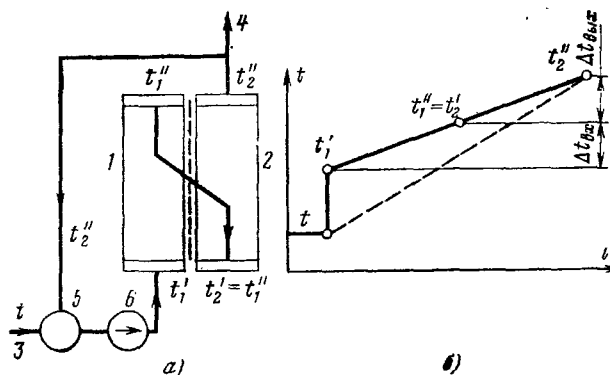


Рис. 17.18. Схема двухходового цельносварного экрана с рециркуляционным насосом.

Обозначения те же, что и на рис. 17.16; кроме того, 5 — смеситель; 6 — насос рециркуляции.

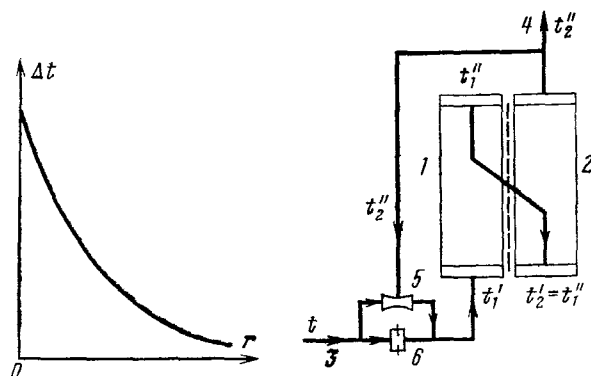


Рис. 17.19. Влияние рециркуляции рабочей среды на перепад температуры сопряженных панелей двухходового цельносварного экрана.

Рис. 17.20. Схема двухходового цельносварного экрана с эжектором (график перепада температуры сопряженных панелей на входе $\Delta t_{вх}$ и выходе $\Delta t_{вых}$ см. на рис. 17.18,б).

Обозначения те же, что и на рис. 17.16; кроме того, 5 — эжектор; 6 — дроссель.

в зависимости от соотношения массовых скоростей среды и тепловыделения в топке. Ориентировочно она равна 20% $D_{п}$, что обеспечивает удовлетворительный температурный режим и надежную работу экранов.

Рециркуляция рабочей среды основана на увеличении расхода через высоконапряженные топочные экраны в результате подвода части прошедшего через НРЧ потока (рис. 17.18,а). При постоянном обогреве это снижает удельный прирост энтальпии рабочей среды. Температура среды на входе в поверхность нагрева повышается, а на выходе такая же, как и без рециркуляции (рис. 17.18,б). Соответственно уменьшается Δt , что необходимо по условиям стыкования смежных панелей в котлах с многоходовыми газоплотными экранами.

Создание дополнительного расхода среды при малой нагрузке, включая и пусковые режимы, обеспечивает надежное охлаждение экранов, что особенно важно при сжигании мазута, характеризующегося высоким удельным тепловыделением. Благодаря этому представляется возможность снизить растопочную нагрузку до 15% $D_{п}$.

Температурный режим сопряженных панелей зависит от кратности рециркуляции r , под которой пони-

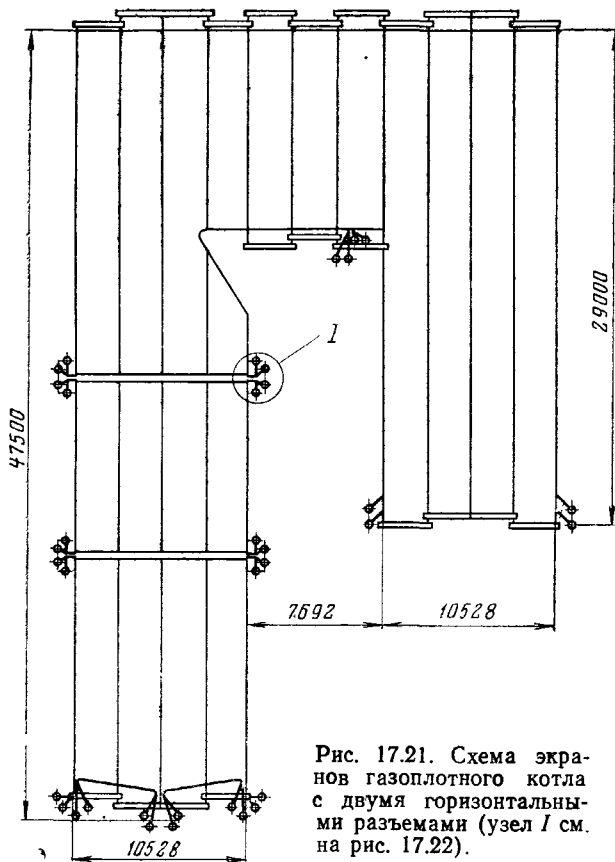


Рис. 17.21. Схема экранов газоплотного котла с двумя горизонтальными разъемами (узел 1 см. на рис. 17.22).

мают отношение расхода среды в панелях с учетом рециркуляции G_r к прямоточному расходу G (расходу без рециркуляции):

$$r = G_r / G.$$

С повышением кратности рециркуляции температурная разность свариваемых панелей уменьшается (рис. 17.19). Разновидностью рециркуляции является *эжектирование части горячего потока* (рис. 17.20). Это снижает тепловосприятие в стыкуемых панелях экрана и соответственно уменьшает Δt по всей высоте соседних панелей. Увеличение расхода рабочего тела и соответствующее уменьшение тепловосприятия на единицу этого расхода уменьшают тепловую разверку. Недостатки схемы: повышенное гидравлическое сопротивление тракта рабочего тела и ограниченная производительность эжектора.

Перемешивание рабочей среды. Для интенсивно обогреваемых труб топочных экранов значительные тепловые разверки опасны. Опасность возрастает по мере роста тепловосприятия труб, которое усиливается с увеличением их длины. Ограничение тепловой разверки особенно важно для топочных экранов газоплотных котлов. Поэтому в мощных котлах¹ экраны делят на ярусы, стыкуемые между собой разъемами в виде смесительных коллекторов (рис. 17.21). Для повышения плотности и надежности следует стремиться к минимальному числу — одному разъему, например, между НРЧ и СРЧ или СРЧ и ВРЧ. Деление на ярусы снижает тепловосприятие среды Δt в пределах каждого яруса и, следовательно, максимальную температуру стенки.

*Рециркуляция продуктов сгорания*² является эффективным средством повышения надежности экранов. Продукты сгорания забирают за экономайзером с температурой около 350°C и подают в зону максимального тепловыделения. Вследствие разбавления окислителя инертными газами и затягивания процесса горения топлива рециркуляция приводит к снижению температуры в топке и уменьшению тепловых нагрузок. Это особенно важно для газомазутных котлов, у которых топочные экраны подвергаются интенсивному обогреву.

Газоплотные сварные экраны являются интенсифицированной поверхностью нагрева. Они имеют на 10—15% меньшую массу на единицу лучевоспринимающей поверхности по сравнению с гладкотрубными; шаг труб можно увеличить, соответственно сократив их число и подобрав суммарное сечение по условиям обеспечения необходимой массовой скорости рабочей среды. Эти экраны находятся в лучших условиях работы, так как часть поглощенной плавниками теплоты передается тыльной стороне труб благодаря растечке, что превращает эту часть труб в активную поверхность нагрева. Исключены выход отдельных труб из плоскости экрана и ухудшение по этой причине их температурного режима. Газоплотные сварные экраны не требуют тяжелой обмуровки (достаточна легкая теплоизоляция), допускают обмывку экранов без опасения увлажнить теплоизоляционный слой и вызвать коррозию в труднодоступных местах.

Надежность газоплотных сварных экранов при фиксированном относительном шаге труб зависит от интенсивности обогрева. Допустимая интенсивность обогрева устанавливается расчетом тепловой работы газоплотного экрана. При заданной интенсивности обогрева подлежит расчету соотношение геометрических характеристик экрана при заданном диаметре труб (относительный шаг, толщина плавников), обеспечивающее надежный отвод теплоты от плавников через трубу рабочей среде (см. § 10.4).

Газоплотные сварные панели предъявляют повышенные требования к равномерности условий работы труб. В наибольшей степени этому удовлетворяют газоплотные котлы с вертикальными ограждающими цельносварными экранами и подъемным движением среды. С учетом обеспечения необходимой массовой скорости рабочей среды число параллельных труб получается ограниченным при значительном периметре топки в котлах большой мощности. Поэтому увеличение периметра топки непосредственно связано с увеличением либо числа автономных потоков, либо числа последовательно включенных ходов. Первое нецелесообразно по условиям резкого увеличения числа единиц арматуры и усложнения автома-

¹ Газоплотных и негазоплотных.

² См. также § 18.4.

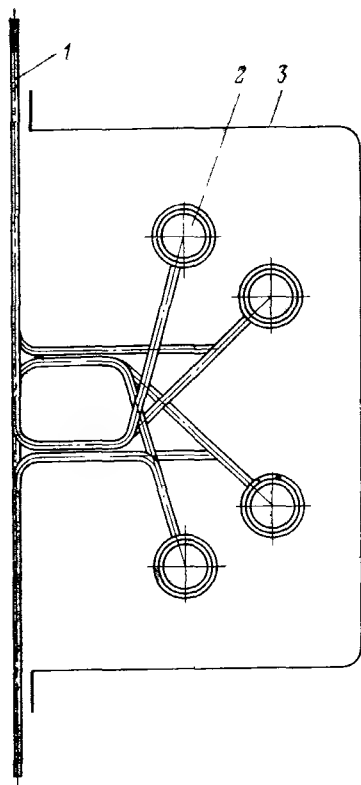


Рис. 17.22. Узел разъема «перчаточного» типа.
1 — трубы топочного экрана; 2 — коллектор; 3 — короб.

тики, эксплуатации и понижения надежности, второе повышает разность температур стыкуемых труб, что понижает надежность и, кроме того, увеличивает число и массу необогреваемых труб и повышает гидравлическое сопротивление.

С целью уменьшения периметра топки газоплотные котлы проектируют на повышенную удельную паропроизводительность фронта $80-120 \text{ т/(ч} \cdot \text{м)}$. При этом глубину топочной камеры несколько увеличивают, приближаясь к квадратному сечению, имеющему при одинаковых теплонапряжениях сечения топki q_F минимальный периметр.

Схема газоплотных сварных экранов газомазутного котла ТГМП-204 с вертикальными панелями, имеющими по высоте два разъема, показана на рис. 17.21. Узел разъема «перчаточного» типа см. рис. 17.22. Образующиеся в нем неплотности в месте разъема уплотняют фигурной планкой, а весь разъем помещается внутри стального короба по всему периметру топочной камеры.

Потолочный экран выполняют из отдельных блоков газоплотных панелей. Для прохода труб ширм, подвесных труб конвективных пакетов в потолочных панелях специальной разводкой труб образуют отверстия, а места прохода уплотняют. Пример уплотнения сиффонного типа прохода труб через потолок показан на рис. 17.23.

Особенно велико значение высокой плотности в котлах с наддувом, в которых избыточное давление про-

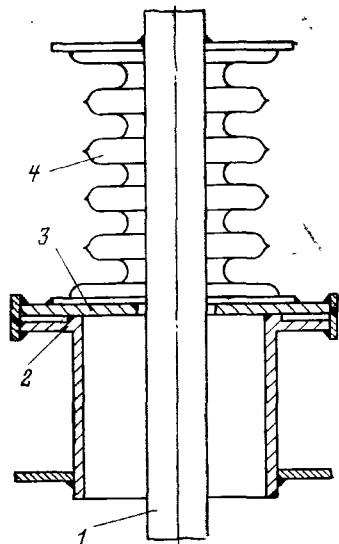


Рис. 17.23. Узел уплотнения прохода труб через потолок.
1 — трубы; 2 — неподвижная опора; 3 — подвижная опора; 4 — сиффон.

Рис. 17.24. Периферийное уплотнение «теплого ящика».

1 — вертикальная стенка «теплого ящика»; 2, 3, 4 — компенсаторы; 5 — трубы газоплотного экрана; 6 — гребейка; 7 — коллектор; 8 — подвеска экрана.

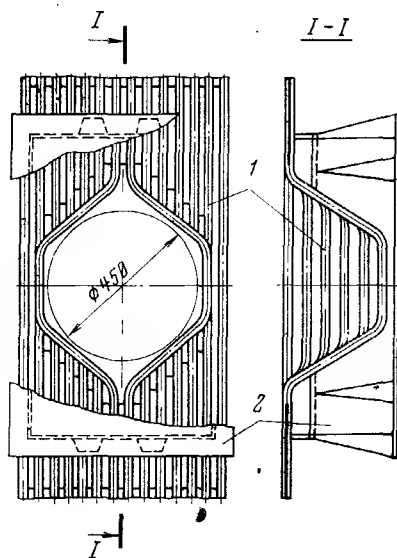
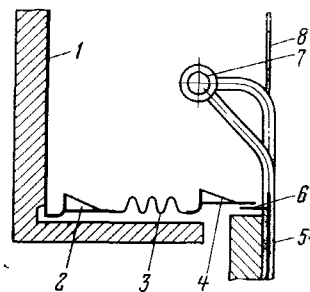


Рис. 17.25. Разводка труб в цельносварном экране.
1 — экранные трубы; 2 — стальная рама, приваренная к трубам.

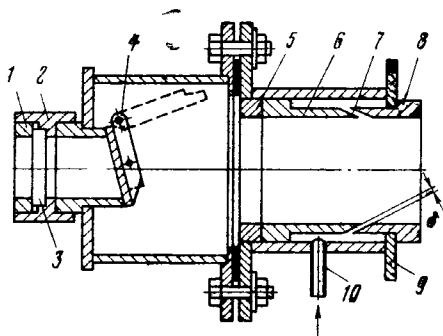


Рис. 17.26. Лючок газоплотного котла.

1 — прижимная гайка; 2 — обойма; 3 — смотровое стекло; 4 — заслонка; 5 — контргайка; 6 — гайка, регулирующая зазор δ ; 7 — кольцевая щель для воздуха; 8 — конусный наконечник; 9 — крепежная рама; 10 — подвод воздуха под давлением.

дуктов сгорания наиболее велико в топочной камере. Обеспечение плотности в потолочном экране таких котлов представляет наибольшие трудности в связи с тем, что через него проходит огромное количество труб поверхностей нагрева. Поэтому над потолочным экраном помещают вторую охлаждающую стенку, образуя между ними «теплый ящик». Теплый ящик и сопрягаемые с ним трубные панели при нагревании расширяются по-разному, в связи с чем по периметру котла он уплотняется компенсаторами (рис. 17.24).

Для обслуживания газового тракта в наружном ограждении котла предусматривают *лазовые затворы* диаметром 450 мм. В зоне разводки труб у лаза уплотнение осуществляется стальной рамой, приваренной к трубам панелей (рис. 17.25). Экранные трубы отводятся в наружную сторону. В экранах, выполненных из плавниковых труб, в местах их разводки ввариваются гладкие трубы того же диаметра.

Лючки служат для наблюдения за процессом горения и состоянием поверхностей нагрева. Разводка труб выполняется аналогично. Диаметр отверстия 100 мм. Лючки закрываются жаропрочным стеклом. В газоплотных котлах для возможности замены стекла, а также ввода в газовый тракт измерительных устройств их снабжают защитной воздушной завесой (рис. 17.26).

17.4. ФУТЕРОВАННЫЕ ЭКРАНЫ

Камеры интенсивного горения топок с жидким шлакоудалением, циклонные топki, а также зажигательные пояса топок для топлив с малым выходом летучих ограждают футерованными настенными (рис. 17.2,а, б) и двухсветными (рис. 17.2,в) экранами.

Для создания футерованного экрана приваривают к трубам контактной сваркой шипы (прутки) диаметром 10—12 и высотой 15—20 мм. Шипы являются каркасом для крепления карбидокремниевой набивной массы из огнеупорного материала, одновременно отводящим от нее тепло к экранным (охлаждаемым) трубам. Набивная масса в несколько раз уменьшает тепловосприятие экранов. Вместе с тем ее теплопроводность должна быть достаточной для отвода воспринимаемой теплоты.

Отвод теплоты связан также с *плотностью*

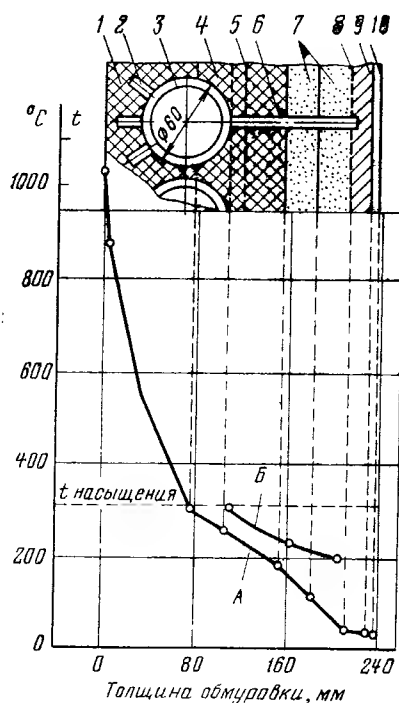


Рис. 17.27. Температурный режим футерованного экрана.

1 — хромит; 2 — шипы; 3 — экранная труба; 4 — изоляционная масса; 5, 8 — металлические сетки; 6 — штырь для крепления обмуровки; 7 — золонитовые плиты; 9 — уплотняющая штука-турка; 10 — газонепроницаемая обмуровка; А — температура обмуровки; Б — температура штыря 6.

расположения шипов, под которой понимают сумму их торцевых сечений, приходящуюся на 1 м² поверхности экранных труб. Чем больше плотность шипования, тем надежнее охлаждение набивной массы. Предел этому определяется технологическими возможностями приварки шипов. Для мощных котлов плотность шипования 0,15—0,25. Хороший контакт массы с поверхностью шипов и труб достигается уплотнением набивки пневматическими молотками. В качестве примера на рис. 17.27 показан температурный режим гладкотрубного футерованного экрана котла ($p=10$ МПа).

Экраны, покрытые шипами, работают в тяжелых температурных условиях, приводящих к обгоранию огнеупорной набивной массы и самих шипов. **Длительность службы футерованных экранов** зависит от ряда факторов: температуры в топке, геометрических параметров и материала шипов, контактного сопротивления между металлом и набивной массой и их коэффициента теплопроводности, а также свойств шлака. При прочих равных условиях уменьшение длины шипов до 10—15 мм и увеличение коэффициента теплопроводности набивной массы до $\lambda > 6$ Вт/(м·К) позволяют заметно повысить надежность экранов.

Высота шипов и толщина набивной массы в процессе эксплуатации как бы «саморегулируются», т. е. устанавливаются в соответствии с условиями их тепловой работы. Если отвод теплоты экранными трубами недостаточен, то обращенная в топку ее поверхность вместе с обнажающимися при этом шипами оплавляе-ся, растворяется в расплавленном шлаке и им же за-плавляется. В результате устанавливаются такая тол-

щина массы и соответствующая высота шипов, покрытых слоем шлака, которые отвечают балансу теплоты в экране. Для повышения шлакоустойчивости карбидокремниевую футеровку экранов с огневой стороны иногда покрывают вторым слоем более шлакоустойчивой корундовой массы. Двухслойная футеровка экранов улучшает температурный режим шипов. Эксплуатация футерованных газоплотных экранов с шипами сложнее

гладкотрубных, так как после обгорания шипов приходится заменять соответственно и более сложные участки экранов.

В качестве своеобразной ошиповки применяют оребрение накаткой наружной поверхности труб. Накатанные трубы чрезвычайно стойки, технологичны, хорошо удерживают набивную массу и удобнее при ремонте экранов.

Глава восемнадцатая

ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ. МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

18.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Пароперегреватель предназначен для перегрева поступающего в него насыщенного пара до заданной температуры. Он является одним из наиболее ответственных элементов установки, так как температура пара здесь достигает наибольших значений и размещается он в зоне высокой температуры газов.

По виду тепловосприятия пароперегреватели различают *конвективные*, располагаемые в конвективном газоходе и получающие теплоту конвекцией, и *радиационные*, устанавливаемые на стенах топочной камеры и получающие теплоту радиацией. Имеются еще и полурadiационные *ширмовые пароперегреватели*; их располагают в верхней части топки и частично в горизонтальном газоходе между радиационными и конвективными поверхностями нагрева.

По назначению они делятся на *основные*, в которых перегревается пар ВД или СКД, и *промежуточные*, в которых перегревается пар, частично отработавший в турбине.

Конвективные пароперегреватели выполняют из стальных труб внутренним диаметром 20—30 мм. В промежуточных пароперегревателях внутренний диаметр достигает 50 мм.

Обычно для пароперегревателей применяют гладкие трубы. Они технологичны и дешевле ребристых. Гладкие трубы меньше подвержены наружным отложениям и легче подвергаются очистке. Недостаток гладкотрубных поверхностей нагрева — ограниченное тепловосприятие при умеренных скоростях газового потока. Учитывая, что теплопередача через поверхность нагрева лимитируется наружным теплообменом $\alpha_1 \ll \alpha_2$, предложили конструкции с наружным оребрением труб. Различают продольное оребрение (из плавниковых труб — рис. 18.1, а) и поперечное оребрение (трубы с поперечными кольцевыми ребрами — рис. 18.1, б).

На мощных энергетических блоках применяют промежуточный перегрев пара. Поскольку давление вторично-перегретого пара не-

высоко (3—4 МПа), гидравлическое сопротивление промежуточного пароперегревателя должно быть небольшим (0,2—0,3 МПа). Это ограничивает массовую скорость пара и соответственно требует применения труб значительного диаметра, что снижает коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке. Низкие значения коэффициента теплоотдачи α_2 при интенсивном обогреве поверхности промперегревателя,

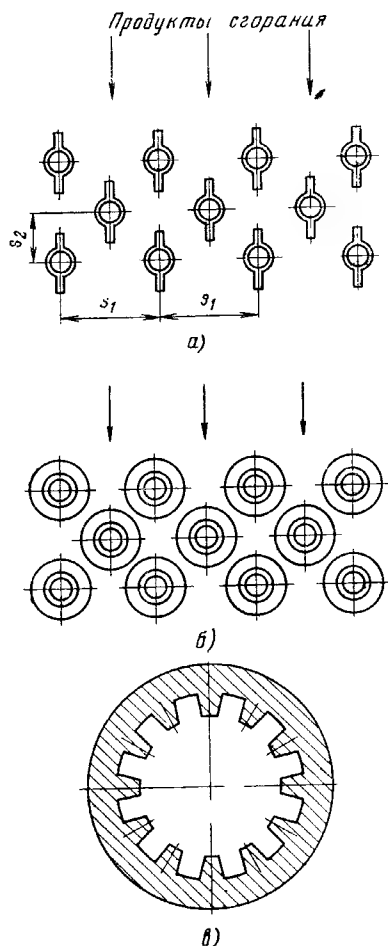


Рис. 18.1. Теплопередающие пучки.

а — из плавниковых труб; б — из труб с поперечным кольцевым оребрением; в — из труб с внутренним продольным оребрением.

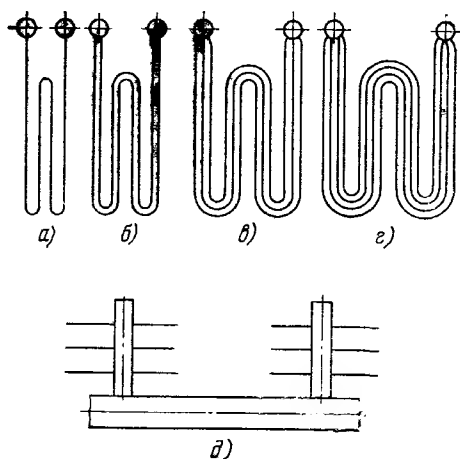


Рис. 18.2. Типы змеевиков пароперегревателя.
а — однозаходный; б — двухзаходный; в — трехзаходный; г — четырехзаходный; д — многозаходный «перчаточного» типа.

особенно на выходе из него, вызывают в ряде случаев недопустимое повышение температуры перлитной стали, из которой выполняется пароперегреватель, и требуют перехода на дорогую и технологически более сложную аустенитную сталь. Уменьшить температуру стенки промежуточного перегревателя можно, расположив его в зоне умеренного обогрева, однако это связано со значительным увеличением его поверхности нагрева, что экономически невыгодно. Интенсифицировать внутренний теплообмен в выходной («горячей») части перегревателя можно применением труб с внутренним продольным оребрением (рис. 18.1, в). Такая конструкция, развивая внутреннюю поверхность, существенно уменьшает температуру стенки.

Из труб пароперегревателя образуют змеевики с радиусами гибов не менее $1,9d_{\text{н}}$. Концы змеевиков приваривают к коллекторам круглого сечения. Различают змеевики одно- и многозаходные (рис. 18.2, а—г). В котлах большой мощности пароперегреватели выполняют с большим числом заходов змеевиков. При этом затрудняются условия крепления концов труб в коллекторе, уменьшается его прочность. Поэтому в многозаходных поверхностях нагрева применяют «перчаточную» конструкцию присоединения змеевиков к коллекторам (рис. 18.2, д).

В зависимости от направления движения потоков пара и продуктов сгорания различают прямоточные, противоточные и смешанные схемы пароперегревателей (рис. 18.3).

В противоточном пароперегревателе (рис. 18.3, а) достигается максимальный температурный напор между продуктами сгорания и паром, что уменьшает поверхность нагрева и расход металла. Недостатком схемы является опасность пережога последних по

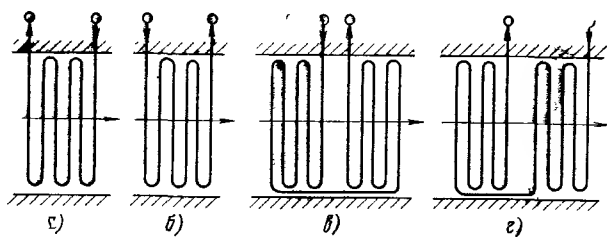


Рис. 18.3. Схемы взаимного движения пара и продуктов сгорания в конвективных пароперегревателях.

а — противоточное; б — прямоточное; в и г — смешанное.

пару змеевиков, так как здесь пар наиболее высокой температуры встречается с продуктами сгорания, также имеющими наибольшую температуру, и металл труб находится в тяжелых температурных условиях. При прямотоке (рис. 18.3, б) температурный напор меньше, чем при противотоке. Однако условия работы металла лучше, так как змеевики с наибольшей температурой пара обогрываются продуктами сгорания, уже частично охлажденными на входном участке пароперегревателя. Оптимальных условий надежности и умеренной стоимости конвективного пароперегревателя достигают в смешанной схеме (рис. 18.3, в, г).

Змеевики пароперегревателей располагают вертикально и горизонтально. *Вертикальные пароперегреватели* более удобны в конструктивном отношении, проще, и надежнее их крепление, они меньше подвержены шлакованию, но недренируемы, т. е. невозможен непосредственный слив конденсата, что вызывает стояночную коррозию и некоторые трудности при растопке котла. *Горизонтальные пароперегреватели* конструктивно более сложны в части креплений, но допускают полный слив конденсата, что упрощает эксплуатацию.

В зависимости от расположения змеевиков применяют различные способы их крепления. В вертикальных пароперегревателях верхние петли удерживаются на хомутах. Коллекторы и хомуты подвешиваются к каркасу (рис. 18.4, а). Горизонтальные пароперегреватели, работающие при температуре продуктов сгорания ниже 700°C , закрепляют на штампованных из жаропрочных листов стойках (рис. 18.4, б). При более высокой температуре стойки (особенно газомазутных котлов) подвергаются интенсивной высокотемпературной газовой коррозии. Поэтому горизонтальные пакеты подвешивают на трубах, включенных в водопаровой тракт (рис. 18.5). Для этой цели применяют трубы того же диаметра, что и основные поверхности нагрева, с приваренными к ним опорными планками (рис. 18.6).

Радиационные пароперегреватели. При небольшой поверхности нагрева радиационный пароперегреватель барабанных котлов обычно занимает потолок топки (рис. 17.6, поз. 3), а если этого недостаточно, то его размещают и на вертикальных ее стенах. В прямоточных котлах радиационный пароперегреватель обыч-

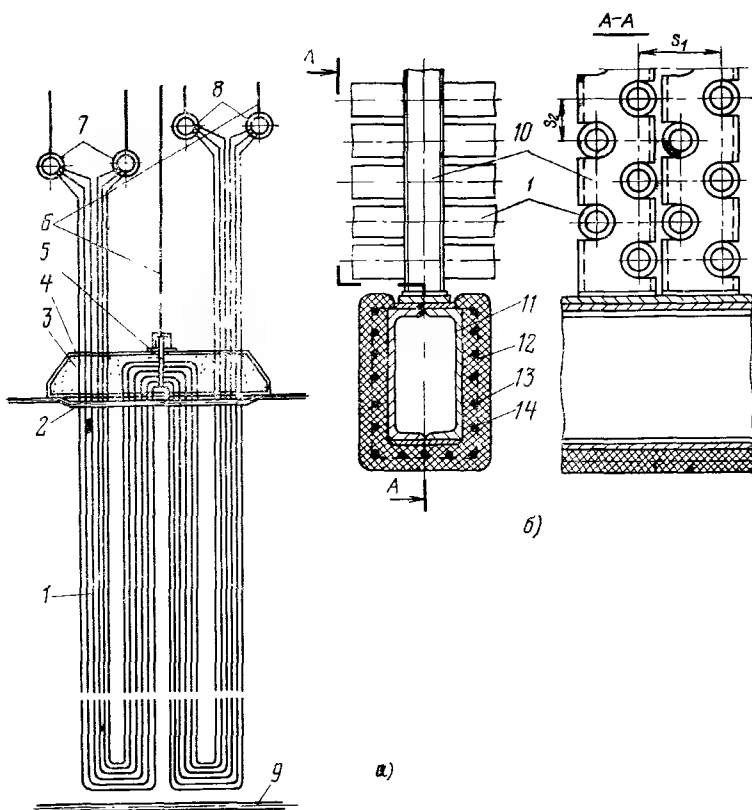


Рис. 18.4. Крепление труб вертикального (а) и горизонтального (б) пароперегревателей.

1 — трубы пароперегревателя; 2 — потолочный экран; 3 — огнеупорная уплотнительная масса; 4 — уплотнительная коробка; 5 — хомут; 6 — подвеска; 7 и 8 — входные и выходные коллекторы; 9 — экран нижней стенки горизонтального газохода; 10 — стойки; 11 — опорная балка; 12 — металлическая сетка; 13 — арматура; 14 — тепловая изоляция.

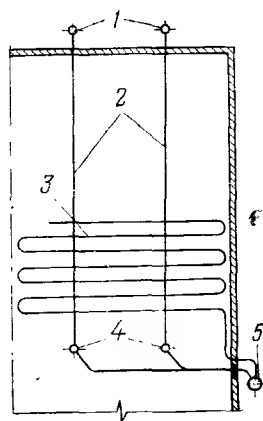


Рис. 18.5. Схема подвески горизонтального конвективного пароперегревателя на трубах.

1 и 4 — коллекторы подвесных труб; 2 — подвесные трубы; 3 — пакет пароперегревателя; 5 — входной коллектор пароперегревателя.

но занимает потолок, ВРЧ, СРЧ и стены горизонтального газохода.

Крепления труб вертикальных и горизонтальных радиационных пароперегревателей такие же, как у парообразующих экранов, и должны обеспечивать свободное термическое удлинение труб при их нагревании.

Преимущества радиационных пароперегревателей: малое гидравлическое сопротивление (доли мегапаскалей), отсутствие загромождений газохода и сопротивления по газовой стороне.

Ширмовые пароперегреватели. Они обычно представляют собой систему труб, образующих плоские плотные ленты с входными и выходными коллекторами. Ширмы размещают на расстоянии 600—1000 мм одна от другой вертикально или горизонтально. В вертикальной конструкции ширмы подвешиваются своими коллекторами (рис. 18.7). Основные преимущества ширм — сочетание лучистого и конвективного теплообмена, что обеспечивает им высокую тепловую эффективность при незначительном сопротивлении с газовой стороны. Ширмовые пароперегреватели воспринимают до 50% теплоты, идущей на перегрев. Размягченные частицы золы непрерывно налипают на ширмы и затвердевают на трубах. Но вследствие вибрации труб ширмы самоочищаются, и отложения не достигают большой толщины. Лишь в случае сильношлакующих топлив могут образоваться плотные отложения. Недостаток вертикальных ширм с верхним расположением коллекторов — недrenируемость. Горизонтальные ширмы подвешивают на трубах, выделяемых из пакетов самих ширм (рис. 18.8).

По длине и конфигурации трубы ширм резко различаются между собой. Параллельно включенные трубы обогреваются неодина-

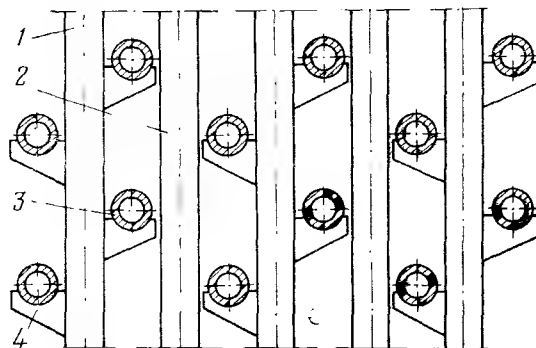


Рис. 18.6. Крепление труб пакетов горизонтального пароперегревателя на подвесных трубах.

1 — подвесные трубы; 2 — дистанционирующие трубы; 3 — трубы пароперегревателя; 4 — опорные планки.

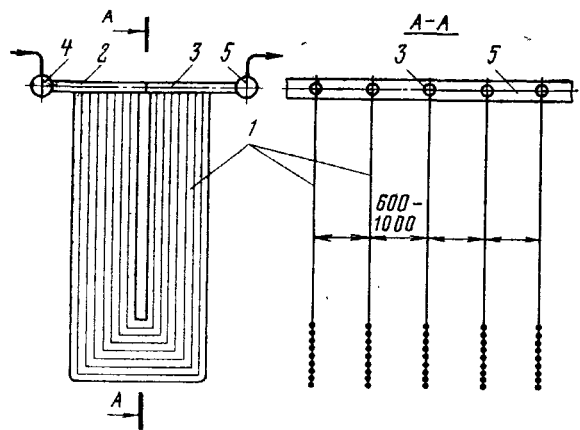


Рис. 18.7. Вертикальный ширмовый пароперегреватель.
1 — ширмы; 2 — входной коллектор ширмы; 3 — выходной коллектор ширмы; 4 — входная сборная камера ширмового пароперегревателя; 5 — выходная сборная камера пароперегревателя.

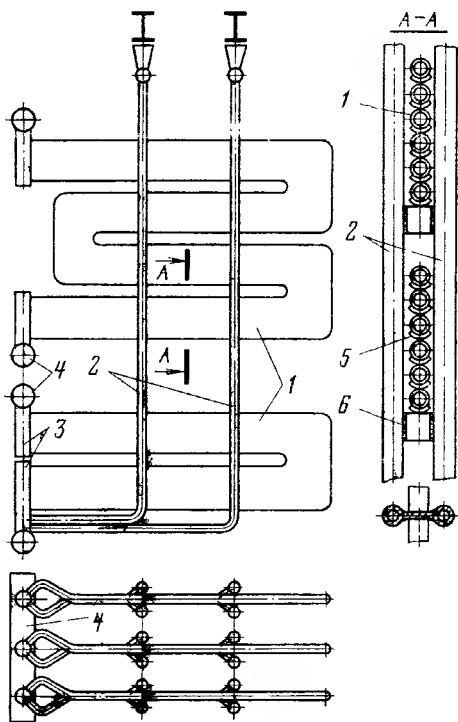


Рис. 18.8. Горизонтальный ширмовый пароперегреватель на охлаждаемых подвесных трубах.

1 — горизонтальные ширмы; 2 — подвесные охлаждаемые трубы; 3 — коллекторы; 4 — сборные камеры; 5 — дистанционные приставки; 6 — опорная планка пакета ширмы.

ково. Особенно сильному обогреву по сравнению с остальными подвержены лобовые трубы. Все это приводит к тому, что наиболее аварийными оказываются внешние трубы ширм. Повышение надежности ширм достигается изготовлением одного или нескольких наиболее теплонапряженных труб из более

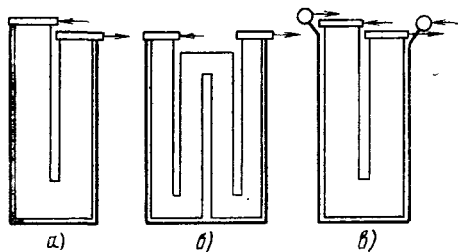


Рис. 18.9. Методы защиты внешних труб ширм от перегрева.

жаропрочной стали или большего диаметра (рис. 18.9,а), закорачиванием внешних труб (рис. 18.9,б), защитой внешних труб обрамляющими трубами другой, более низкотемпературной поверхности нагрева (рис. 18.9,в).

Обычно ширмовые поверхности выполняются из гладких труб. На ряде станций опробованы мембранные ширмы из плавниковых труб. Они меньше шлакуются, легче очищаются от наружных загрязнений, трубы ширм не выходят из ранжира. Горизонтальные мембранные ширмы могут выполняться с опорой по краям без промежуточных опор и подвесок, так как представляют собой жесткую плоскую систему.

18.2. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

По условиям ползучести и окалинообразования металл пароперегревателя работает практически на пределе. Запас по температуре металла пароперегревателя весьма ограничен, и потому допустимая тепловая разверка (см. § 11.4) и допустимое превышение температуры над средним (расчетным) значением очень малы.

Вместе с тем в мощных котлах с высоким перегревом пара и, следовательно, с большим тепловосприятием пароперегревателя действительная тепловая разверка может превысить допустимую, что резко понизит его надежность. До последнего времени в основу расчета надежности поверхностей нагрева, а следовательно, и пароперегревателя закладывался срок службы металла 100 тыс. ч (около 15 лет). Исследования и опыт эксплуатации энергоблоков выявили возможность увеличить срок службы примерно в 2 раза. Однако повышение температуры металла труб пароперегревателя на 15—20°C приводит к сокращению срока службы примерно в 2 раза.

В котлах большой мощности, а следовательно, и с большим поперечным сечением газоходов наблюдается значительная неравномерность обогрева по ширине и высоте горизонтального газохода, по ширине и глубине

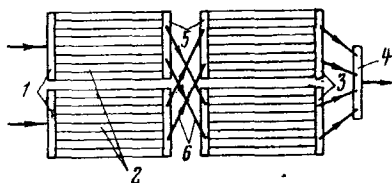


Рис. 18.10. Схема переброса пара перекидными трубами. 1 — входной коллектор; 2 — поверхность нагрева; 3 — выходной коллектор; 4 — паросборная камера; 5 — промежуточный коллектор; 6 — перекидные трубы.

вертикального газохода. Для вертикальных пароперегревателей, у которых змеевики лежат в плоскости направления движения продуктов сгорания и пар многократно изменяет свое направление движения с подъемного на опускное и обратно, неравномерность обогрева по высоте газохода не играет роли, так как при одинаковом обогреве по ширине газохода все параллельные змеевики находятся в одинаковых условиях. В горизонтальных пароперегревателях, у которых змеевики расположены в плоскости направления движения продуктов сгорания, а пар многократно изменяет свое направление по глубине газохода в обе стороны (змеевики расположены перпендикулярно фронту) неравномерность обогрева по глубине газохода также не существенна. В обоих типах пароперегревателей сильно сказывается неравномерность обогрева по ширине газохода тем в большей степени, чем шире фронт котла.

Уменьшение влияния неравномерности обогрева по ширине газохода достигается секционированием пароперегревателя по ширине и по глубине с обязательным перебросом потоков пара на противоположные стороны газохода. Преброс пара осуществляется либо трубами (рис. 18.10), либо коллекторами (рис. 18.11).

В котлах большой единичной мощности с развитым фронтом конструктивная реализация переброса пара существенно усложняется, увеличивается также гидравлическое сопротивление пароперегревателя. В этих условиях желательно выдерживать такой толочный режим, при котором неравномерности обогрева газоходов по ширине были бы минимальными.

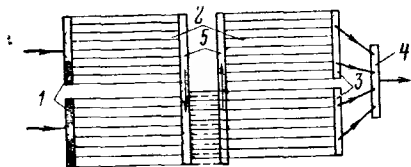


Рис. 18.11. Схема переброса пара коллекторами. Обозначения те же, что и на рис. 18.10.

Пароперегреватель большей частью располагается в горизонтальном газоходе и непосредственно за ним — на входе в конвективную шахту. В котлах большой мощности глубина шахты и примерно равная ей высота горизонтального газохода имеют значительные размеры, что при большой скорости продуктов сгорания приводит к увеличению неравномерности скоростного поля и поля концентрации, особенно крупных фракций золы в поворотной камере и на входе в конвективную шахту (см. рис. 16.5). При расположении змеевиков перпендикулярно фронту интенсивному золовому износу подвержены все змеевики и объем ремонтных работ возрастает, в то время как в пароперегревателях с расположением змеевиков параллельно фронту износ сосредоточивается лишь на небольшой группе труб, расположенных у задней стены газохода. Условия охлаждения труб основных и промежуточных перегревателей различны. Основные перегреватели охлаждаются паром с начала растопки котла, поэтому их располагают не только в конвективных газоходах, но и в топке. В промежуточные пароперегреватели пар поступает лишь при пуске турбины, а потому длительное время они лишены охлаждения. То же наблюдается при аварийном останове котла. Во избежание перегрева металла труб промежуточный пароперегреватель выполняют преимущественно конвективным, реже ширмовым и располагают его в зоне умеренного обогрева при температуре продуктов сгорания не выше 850°C . Существуют схемы с охлаждением промежуточных пароперегревателей при растопке и аварийных остановах свежим паром через редуционно-охладительную установку (РОУ).

18.3. КОМПОНОВКА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Температура металла труб пароперегревателя существенно выше средней температуры протекающего в нем пара. В отсутствие тепловой разверки в параллельных трубах перегревателя связь между этими температурами выражается формулой (10.12). В радиационном пароперегревателе, подверженном весьма интенсивному обогреву ($q \approx 500 \div 600 \text{ кВт/м}^2$), при прочих равных условиях ($\bar{t}_п$, α_2 , $\delta_{ст}$, $\lambda_{ст}$) температура металла значительно выше, чем в конвективном пароперегревателе, работающем в зоне умеренных температур продуктов сгорания, где тепловая нагрузка примерно на порядок ниже. С учетом тепловой разверки температура стенки наиболее развернутых труб радиационного пароперегревателя превышает температуру протекающего через них пара на $100\text{—}150^{\circ}\text{C}$.

Выбор места расположения пароперегрева-

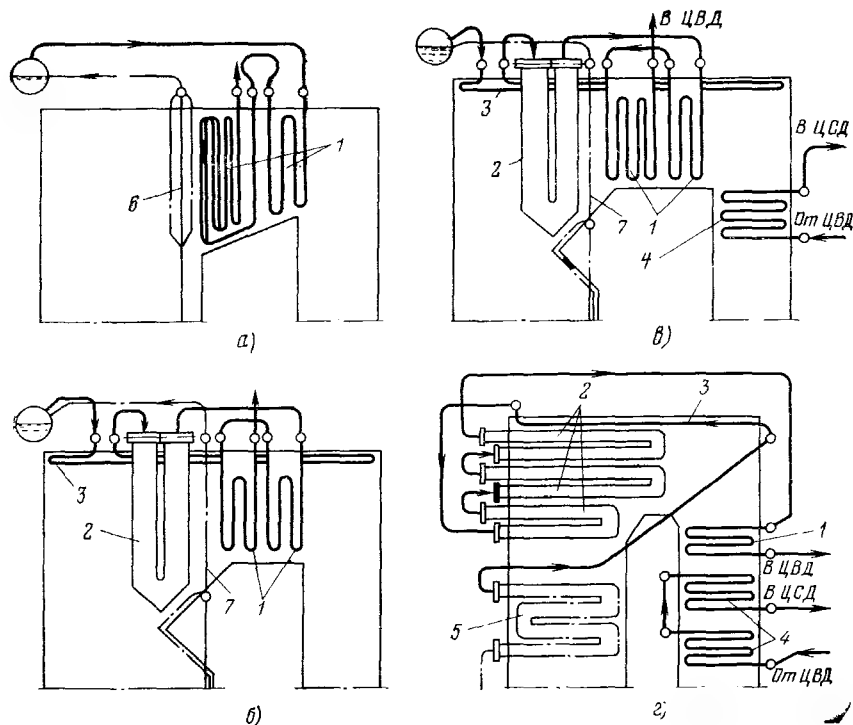


Рис. 18.12. Схемы компоновок пароперегревателей.
 а — $p=4$ МПа, $t_{п.п}=440^{\circ}\text{C}$; б — $p=10$ МПа, $t_{п.п}=540^{\circ}\text{C}$; в — $p=14$ МПа, $t_{п.п}=545/545^{\circ}\text{C}$;
 г — $p=25,5$ МПа, $t_{п.п}=545/545^{\circ}\text{C}$;
 1 — конвективный пароперегреватель; 2 — ширмовый; 3 — потолочный; 4 — конвективный промежуточный; 5 — топочные экраны; б — фестон; 7 — подвесные трубы.

теля в потоке продуктов сгорания зависит от параметров пара (см. табл. 17-1) и определяется размещением парообразующих поверхностей. Так, в котлах среднего давления ($p=4$ МПа, $t_{п.п}=440^{\circ}\text{C}$), в которых тепловосприятие пароперегревателя не превышает 20% общего тепловосприятия котла и вся топочная камера занята парогенерирующими поверхностями, пароперегреватель выполняют конвективным и размещают непосредственно за фестом (рис. 18.12,а). Опасность шлакования потребовала фестонирования (глубокой разрядки) передних рядов змеевиков пароперегревателя. Для защиты металла выходных змеевиков от чрезмерно высокой температуры пароперегреватель выполняют по смешанной схеме. Расположение труб вертикальное, пароперегреватель недренируемый.

В котлах с давлением 10 МПа, $t_{п.п}=540^{\circ}\text{C}$ (рис. 18.12,б) пароперегреватель состоит из конвективной и ширмовой частей. Ширмовый пароперегреватель размещен в верхней части топki до подвесных труб заднего экрана, конвективный — в горизонтальной перемычке конвективного газохода за ними. Располагаемые первыми по ходу продуктов сгорания ширмы защищают от шлакования конвективный пароперегреватель. Обе части пароперегревателя включают последовательно; при этом горячий

пакет располагают в конвективном газоходе. Пар из барабана после прохождения небольшой радиационной части — потолочного экрана — проходит ширмовый пароперегреватель, а затем конвективный.

В котлах с давлением 14 МПа, $t_{п.п}=545/545^{\circ}\text{C}$ имеются два самостоятельных пароперегревателя — основной и промежуточный (рис. 18.12,в). Компоновка основного пароперегревателя не отличается от компоновки пароперегревателя котлов $p=10$ МПа, $t_{п.п}=540^{\circ}\text{C}$. Промежуточный пароперегреватель расположен в конвективной шахте в зоне умеренной температуры продуктов сгорания ниже 850°C .

С дальнейшим повышением параметров пара доля теплоты, затрачиваемая на перегрев пара, сильно возрастает, и часть пароперегревателя свежего пара выносят в топку. В этом случае пе-

регреватель свежего пара состоит из радиационной, ширмовой и конвективной частей.

При выборе схемы включения элементов пароперегревателя учитывают более тяжелые условия работы радиационной части по сравнению с конвективной. Поэтому радиационную часть обычно включают первой по ходу пара. Весьма чувствительны к топочным возмущениям и ширмовые пароперегреватели, особенно расположенные в топочной камере. На рис. 18.12,г показана схема соединения элементов пароперегревателя СКД. После экранов СРЧ и ВРЧ пар направляется в потолочный экран, затем последовательно включены ширмы и конвективный пакет. Промежуточный пароперегреватель выполнен в виде двух конвективных пакетов. Оба пароперегревателя дренируемы.

18.4. МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

Регулировочная характеристика, т. е. зависимость температуры перегретого пара от нагрузки котла, различна для пароперегревателей различных систем. Характерной особенностью радиационного пароперегревателя является снижение температуры перегретого па-

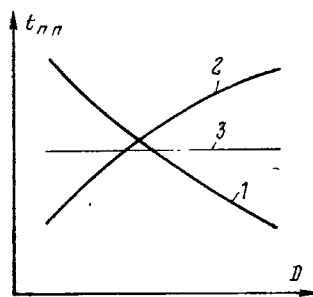


Рис. 18.13. Регулировочные характеристики пароперегревателей.

1 — радиационного; 2 — конвективного; 3 — комбинированного.

ра с повышением нагрузки (кривая 1 на рис. 18.13). В радиационной поверхности нагрева количество передаваемой теплоты зависит главным образом от теоретической температуры сгорания топлива, степени черноты топки и тепловой эффективности экранов (см. § 20.3). Эти величины очень слабо за-

висят от количества сжигаемого топлива, а следовательно, и от нагрузки. Поэтому в радиационном пароперегревателе тепловосприятие растет медленнее увеличения расхода пара через него, в связи с чем удельное тепловосприятие (на единицу расхода пара) снижается. В конвективном пароперегревателе количество проходящих через него продуктов сгорания увеличивается почти пропорционально увеличению нагрузки, и это увеличивает конвективную теплоотдачу пропорционально скорости газов в степени 0,6—0,65. Вследствие уменьшения прямой отдачи в топке и соответственно роста температуры продуктов сгорания на выходе из топки увеличивается температурный напор в области конвективного пароперегревателя. Оба эти обстоятельства приводят к более быстрому росту температуры перегретого пара по сравнению с темпом роста нагрузки котла (кривая 2 на рис. 18.13).

При соответствующем подборе размеров радиационной и конвективной частей пароперегревателя теоретически можно было бы добиться постоянства температуры перегретого пара (кривая 3 на рис. 18.13). Однако в реальных условиях температура перегретого пара будет изменяться вследствие изменения эксплуатационных факторов. К ним относятся температура питательной воды, избыток воздуха в топке, шлакование экранов топки и особенно пароперегревателя, влажность топлива.

В барабанных котлах, у которых поверхность нагрева пароперегревателя фиксирована, влияние температуры питательной воды выражается в том, что понижение ее связано с уменьшением паропроизводительности. При неизменном расходе топлива это означает, что количество теплоты газов в зоне перегревателя, приходящейся на единицу расхода пара, возрастает. При этом повышается температура перегретого пара. В прямоточных котлах, наоборот, низкая температура питательной воды вызывает соответствующее понижение и

температуры перегретого пара, так как тепловыделение сохраняется постоянным. Увеличение избытка воздуха в топке связано с повышением количества продуктов сгорания, омывающих конвективный пароперегреватель, интенсификацией в нем теплообмена, в связи с чем повышается температура перегретого пара. Чем больше влажность топлива, тем выше температура перегретого пара, так как повышенная влажность связана с ростом количества продуктов сгорания, омывающих пароперегреватель, и с увеличением коэффициента теплоотдачи по газовой стороне, а также повышением их излучающей способности вследствие увеличения доли трехатомных газов. Шлакование топочных экранов вызывает рост температуры продуктов сгорания на выходе из топки и соответствующее повышение температуры пара. Наоборот, шлакование самого пароперегревателя приводит к ухудшению теплоотдачи и уменьшению температуры перегретого пара.

В прямоточных котлах, у которых зоны фазового перехода не фиксированы, поверхность пароперегревателя изменяется с изменением эксплуатационных факторов вследствие перемещения конца зоны парообразования. Поддержанием соотношения расхода воды и топлива можно достигнуть постоянства температуры перегретого пара. Вместе с тем ввиду малой аккумулирующей способности (малые водосодержание и металлоемкость) прямоточные котлы весьма чувствительны к изменению расхода топлива или воды, что вызывает в эксплуатации изменение температуры перегретого пара.

По ГОСТ 3619-76 установлены небольшие допустимые отклонения температуры перегретого пара от номинального значения (от +5 до -10°C). Даже комбинированные радиационно-конвективные пароперегреватели в эксплуатационных условиях не обеспечивают постоянства температуры перегретого пара в пределах допустимых отклонений, в связи с чем каждый паровой котел оборудуют устройствами для регулирования температуры перегретого пара. По условиям глубокого изменения графика нагрузки электростанции желательно иметь возможно больший диапазон регулирования паропроизводительности при сохранении номинальных температур пара. Номинальная температура должна обеспечиваться: по перегретому пару — в регулируемом диапазоне нагрузок от 30 до 100%, по вторично-перегретому пару — в регулируемом диапазоне от 60 до 100%.

Методы регулирования. Различают два основных метода регулирования температуры перегрева пара: паровой и газовый.

Паровое регулирование основано на сни-

жении энтальпии пара либо путем отбора от него части теплоты и передачи этой теплоты питательной воде, либо путем впрыска в него обессоленной воды и ее испарения. Эти методы обычно применяются для регулирования температуры свежего пара. Для регулирования температуры вторично-перегретого пара также применяют паровое регулирование, однако обычно оно основано на перераспределении теплоты между свежим и вторично-перегретым паром.

Газовое регулирование основано на изменении тепловосприятости поверхности нагрева с газовой стороны до значения, необходимого для получения заданного уровня температуры перегретого пара. К этим методам относятся рециркуляция продуктов сгорания, байпасирование части потока продуктов сгорания мимо поверхности нагрева пароперегревателя, изменение положения факела в топочной камере. Газовое регулирование применяется для регулирования температуры вторично-перегретого пара, а при его отсутствии иногда и для регулирования температуры свежего пара.

Паровое регулирование. Паровое регулирование получило широкое применение и осуществляется главным образом в двух вариантах: охлаждение пара в *поверхностных пароохладителях* — теплообменниках и вспрыскивание в поток перегретого пара чистого конденсата — *впрыскивающие пароохладители*. При этом поверхность пароперегревателя выбирают с запасом, а излишний перегрев пара снимают в пароохладителе. Впрыскивающие и поверхностные пароохладители применяют для регулирования температуры свежего пара. Для вторичного перегрева этот метод регулирования осуществляют в *паропаровых теплообменниках* ППТО. Впрыск конденсата в поток вторично-перегретого пара экономически не оправдан, так как образующееся за счет впрыска дополнительное количество перегретого пара вместе с основным потоком пара поступает в турбину, минуя ее ЦВД.

Пароохладитель можно устанавливать за пароперегревателем, в рассечку (между ступенями пароперегревателя) либо на стороне насыщенного пара. При установке пароохладителя на выходе (рис. 18.14,а) пароперегреватель остаётся незащищенным от высокой температуры пара, и потому для регулирования температуры перегретого пара такой метод не применяется.

Установка пароохладителя по остальным вариантам защищает и турбину и пароперегреватель. Однако меньшей инерционностью обладает регулирование температуры при установке пароохладителя в рассечку (рис. 18.14,б), особенно при высоком давлении. При таком способе регулирования сокращается не только

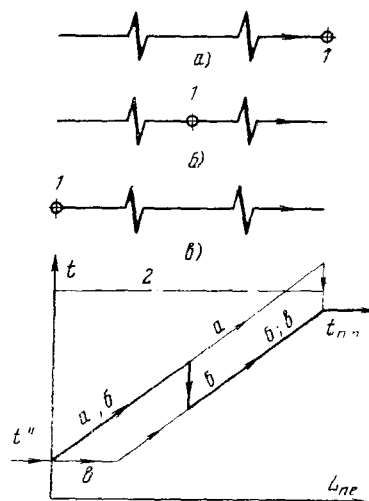


Рис. 18.14. Влияние места включения пароохладителя на изменение температуры перегретого пара по тракту пароперегревателя.

а — за пароперегревателем; б — в рассечку; в — до пароперегревателя; 1 — пароохладитель; 2 — допустимая температура пара.

длина пути пара после регулятора, но и время, необходимое для изменения количества теплоты, аккумулированного в металле пароперегревателя после регулятора перегрева. Инерционность воздействия пароохладителя на температуру перегретого пара определяется тепловосприятостью тракта за охладителем. Чем оно меньше, тем быстрее достигается результат регулирования конечной температуры перегретого пара, а само регулирование получается более гибким. Установка пароохладителя на стороне насыщенного пара (рис. 18.14,в) приводит к большему запаздыванию регулирования.

Поверхностные пароохладители представляют собой трубчатый теплообменник, внутри труб которого протекает охлаждающая вода (обычно питательная вода), а снаружи они омываются потоком охлаждаемого (конденсирующегося, если регулятор на входе в перегреватель) пара (рис. 18.15). Трубная система состоит из U-образных змеевиков, встроенных в камеру.

По отношению к экономайзеру поверхностный пароохладитель включают последовательно (рис. 18.16). При этом независимо от нагрузки котла через экономайзер проходит вся питательная вода, что обеспечивает надежное его охлаждение. Поверхностные пароохладители используют на котлах малой паропроизводительности.

Впрыск воды в пар является самым простым методом парового регулирования. Впрыскивающий пароохладитель (рис. 18.17) представляет собой участок коллектора, в котором в поток перегретого пара впрыскивается конденсат. Его вводят через форсунку-распылитель с несколькими отверстиями диаметром 3—6 мм. Во избежание попадания относительно холодных струй конденсата на стенки коллектора, имеющего температуру перегретого пара, установлена разгруженная от давления защитная рубашка с зазором 6—10 мм. Ее длина (4—5 м) соответствует участку испарения капли влаги.

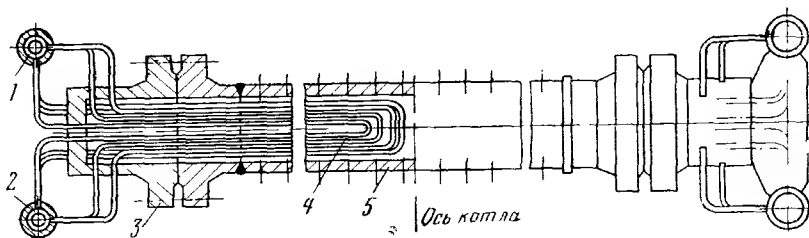


Рис. 18.15. Поверхностный пароохладитель.

1 и 2 — входной и выходной коллекторы соответственно; 3 — крышка; 4 — змеевики; 5 — камера.

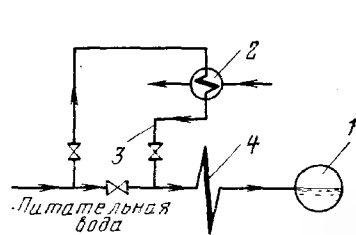


Рис. 18.16. Схема включения поверхностного пароохладителя.

1 — барабан; 2 — пароохладитель; 3 — сброс воды после пароохладителя; 4 — экономайзер.

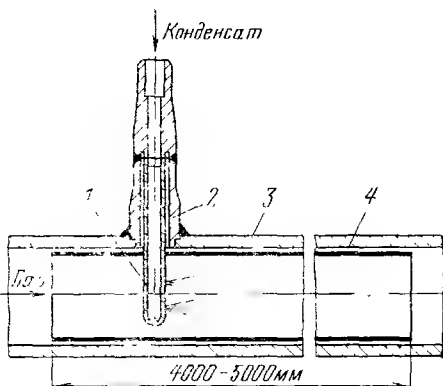


Рис. 18.17. Впрыскивающий пароохладитель.

1 — форсунка-распылитель; 2 — соединительный штуцер; 3 — коллектор; 4 — защитная рубашка.

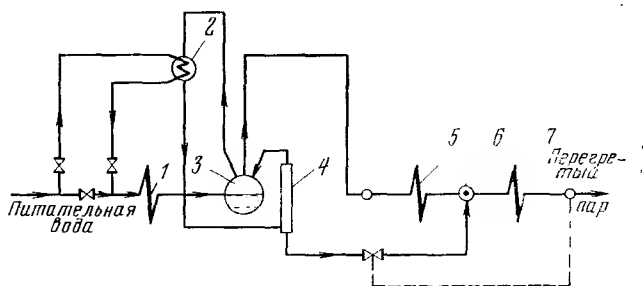


Рис. 18.18. Схема регулирования перегрева пара впрыском собственного конденсата.

1 — экономайзер; 2 — конденсатор; 3 — барабан; 4 — сборник конденсата; 5 и 7 — пароперегреватель; 6 — впрыскивающий пароохладитель.

Впрыскивающие пароохладители требовательны к качеству воды, используемой для впрыска. Прямоточные котлы всегда, а барабанные котлы часто питают турбинным конденсатом, в связи с чем одни и другие оборудуют впрыскивающими пароохладителями, использующими этот конденсат. При минерализованной питательной воде барабанных котлов конденсат для впрыска получают непосредственно в котле (рис. 18.18) из собственного насыщенного пара.

Следует учитывать, что по мере приближения впрыскивающего пароохладителя к выходу из пароперегревателя сильно повышается температура пара перед впрыскивающим устройством, а следовательно, ухудшаются температурные условия работы металла коллектора в месте впрыска. Для регулирования температуры пара и ограничения максимальных температур за отдельными ступенями пароперегревателя вместо одного обычно предусматривают два по тракту пара (рис. 18.19, а) или даже три впрыска (рис. 18.19, б). Последний по тракту впрыск предусматривают перед выходной ступенью перегревателя с $\Delta t = 160 \div 300$ кДж/кг.

Паро-паровой теплообменник. Если основной пароперегреватель выполнить радиационным, а промежуточный — конвективным, то при снижении нагрузки котла температура свежего пара будет повышаться, а вторично-перегретого пара понижаться (см. рис. 18.13).

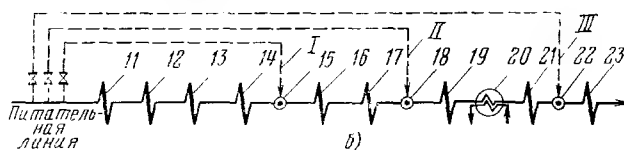
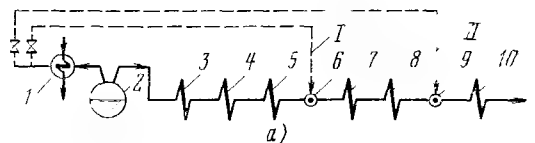


Рис. 18.19. Схемы регулирования перегрева пара двумя впрысками по тракту пароперегревателя (а) и тремя впрысками (б).

1 — конденсатор; 2 — барабан; 3 — радиационный (пастенный) пароперегреватель; 4 и 16 — радиационные потолочные пароперегреватели; 5, 7, 17 и 19 — ширмы; 6, 9, 15, 18 и 22 — впрыскивающие пароохладители; 8, 10; 21 и 23 — конвективные ступени пароперегревателей; 11 — экономайзер; 12 — НРЧ; 13 — СРЧ; 14 — ВРЧ; 20 — ППТО (см. рис. 18.20); I, II и III — линии впрысков.

Для стабилизации температуры пара в обоих пароперегревателях при снижении нагрузки целесообразно отнять избыточную теплоту от свежего пара и передать его вторично-перегретому пару. Для этого используют ППТО, способствующие перераспределению теплоты, передаваемой радиацией и конвекцией.

Секция ППТО состоит из системы 10—20 трубок диаметром 25—35 мм, помещенных в коллектор диаметром 300—400 мм (рис. 18.20). Для лучшей ком-

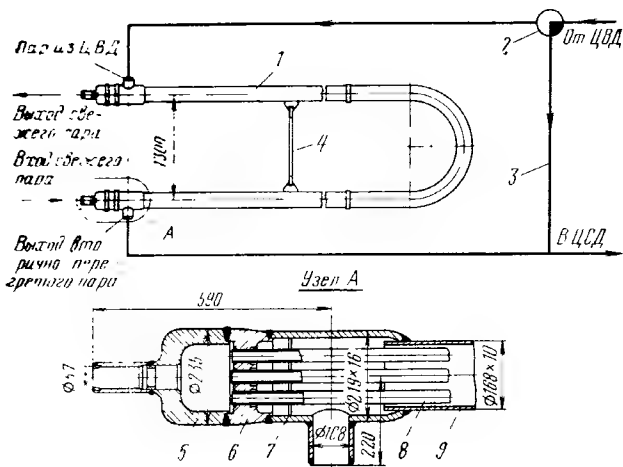


Рис. 18.20. Типовая секция паропарового теплообменника ЗНО.

1 — секция ППТО; 2 — регулирующий клапан; 3 — байпас; 4 — дистанционирующая планка; 5 — донышко; 6 — головка секции; 7 — уплотняющий диск; 8 — теплообменные трубки; 9 — корпус секции.

пенсации температурных удлинений трубной системы и компактности устройства теплообменнику придают U-образную форму. Внутри трубок движется перегретый пар, а в коллекторе — вторично-перегретый пар, регулирование температуры которого достигается обводом (байпасированием) части потока помимо теплообменника.

Паро-паровые теплообменники выполняют много-секционными. В мощных агрегатах число секций достигает нескольких десятков. Секции включают между собой параллельно. Диапазон регулирования температуры пара составляет 30—40°C.

Паро-паровые теплообменники являются частью поверхности нагрева промежуточного пароперегревателя, воспринимающей теплоту от перегретого пара и располагаемой вне газового тракта; остальная часть теплоты воспринимается в поверхностях нагрева, размещаемых в конвективном газоходу. Все эти поверхности включают между собой последовательно.

Основные принципиальные схемы включения ППТО показаны на рис. 18.21. Во всех схемах ППТО включены в тракт перегретого пара после элементов, имеющих радиационную характеристику (см. рис. 18.13, кривая 1). В соответствии с этой характеристикой при снижении нагрузки котла тепловосприятие ППТО увеличивается.

В схеме (рис. 18.21,а) весь перегретый пар проходит ППТО. Температура вторично-перегретого пара регулируется его расходом путем байпасирования через клапан парового байпаса (КПБ) части потока пара среднего давления мимо ППТО, что вызывает соответствующее изменение коэффициента теплоотдачи от стенки к пару α_2 и температурного напора в ППТО. Недостатком схемы являются большие энергетические потери из-за значительного гидравлического сопротивления по тракту перегретого пара.

В схеме, показанной на рис. 18.21,б, ППТО при номинальной нагрузке практически не используются. Перегретый пар почти целиком проходит через КПБ, минуя ППТО, через который при этой нагрузке проходит только около 5% перегретого пара. С понижени-

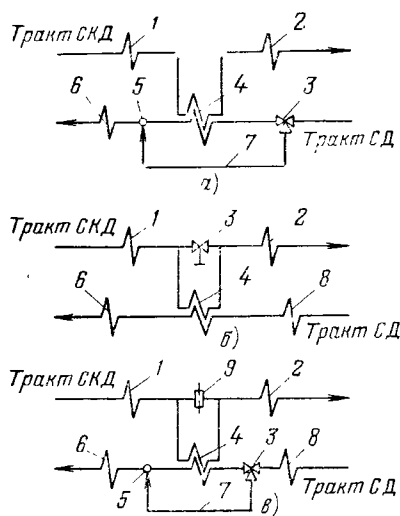


Рис. 18.21. Схемы включения ППТО.

1 — радиационные и полурadiационные ступени основного пароперегревателя; 2 — конвективные ступени основного пароперегревателя; 3 — клапан парового байпаса; 4 — ППТО; 5 — камера смещения; 6 и 8 — конвективные ступени промежуточного пароперегревателя; 7 — байпас; 9 — дроссельная шайба.

ем нагрузки уменьшается расход через ППТО вторично-перегретого пара, а прикрытием КПБ увеличивают при этом долю проходящего через него перегретого пара. Этим обеспечивается поддержание постоянной температуры пара промежуточного перегрева при пониженных нагрузках блока. Недостаток схемы: наличие регулирующей арматуры большого поперечного сечения на высокие или сверхкритические параметры пара.

Промежуточное место между двумя рассмотренными схемами занимает схема включения ППТО, показанная на рис. 18.21,в. Здесь в тракте свежего пара предусмотрен нерегулируемый проток через ППТО. Этот проток пара устанавливается при номинальной нагрузке. Во всех остальных режимах относительное значение этого расхода ($D_{\text{пв}}/D_{\text{вт}}$) сохраняется постоянным.

Для распределения потока вторично-перегретого пара на основной, проходящий через ППТО, и байпасный, направляемый мимо него, и для регулирования этих потоков обычно применяют КПБ.

Газовое регулирование. Газовое регулирование осуществляют рециркуляцией продуктов сгорания, поворотными горелками, переключением ярусов горелок, байпасированием продуктов сгорания.

Газовое регулирование применяют для поддержания требуемой температуры вторично-перегретого пара, но оно связано с изменением топочного режима и потому влияет на температуру и перегретого пара. Газовое регулирование вызывает дополнительные расходы энергии на тягу и потерю теплоты с уходящими газами, а также оказывает влияние на температуру перегретого пара, что усложняет эксплуатацию.

Требуемая температура перегретого пара не обеспечивается газовым регулированием, а потому в современных котлах его применяют совместно с паровым. При наличии промежуточного пароперегревателя неизбежно приме-

нение двух независимых методов регулирования.

Рециркуляция продуктов сгорания. Отбираемые из конвективной шахты при температуре 250—350°C (обычно после экономайзера) продукты сгорания рециркуляционным дымо-сосом нагнетаются в топочную камеру, что позволяет перераспределить теплоту между отдельными поверхностями нагрева в зависимости от принятого коэффициента рециркуляции. Чем выше этот коэффициент, тем больше полученный тепловой эффект. Минимальный коэффициент рециркуляции по условиям предупреждения обратного перетока по тракту рециркуляции и охлаждения устройств ввода газов в топочную камеру составляет около 5%.

Рециркулирующие продукты сгорания можно вводить в верхнюю или нижнюю часть топ-ки (рис. 18.22). В зависимости от схемы и коэффициента рециркуляции изменяются тем-пературный и аэродинамический режимы в зоне движения рециркулирующих продуктов сгорания. Сброс продуктов сгорания в нижнюю часть топки приводит к ослаблению прямой отдачи в топке и соответственно к повышению температуры продуктов сгорания на выходе из нее. Рециркуляция увеличивает количество газов, проходящих через пароперегреватель. Оба обстоятельства вызывают усиление кон-вективного теплообмена и, следовательно, по-вышение температуры перегретого пара. Ослабление прямой отдачи в топочной камере при рециркуляции продуктов сгорания играет положительную роль в отношении защиты экранов НРЧ от чрезмерно высоких тепловых нагрузок (см. § 17.3). Рециркуляцию продук-тов сгорания усиливают при малой нагрузке, когда температура перегретого пара снижается, и, наоборот, отключают ее при большой нагрузке, когда перегрев пара возрастает, в связи с чем объем продуктов сгорания, ухо-

дящих из агрегата, мало изменяется. Однако увеличенный объем продуктов сгорания в га-зоходах при сниженных нагрузках и повыше-ние $\Phi_{ух}$ приводят к возрастанию q_2 и некото-рому пережогу топлива. Наиболее рациональ-но вводить рециркулирующие газы в короб горячего воздуха горелок.

Сброс рециркулирующих продуктов сгора-ния в верхнюю часть топки не оказывает влия-ния на ее тепловую работу, но существенно снижает температуру продуктов сгорания в основном пароперегревателе, что исключает его шлакование, но приводит к некоторому снижению тепловосприятия.

Недостатком метода регулирования рецир-куляцией продуктов сгорания является необ-ходимость дополнительного оборудования и увеличения собственного расхода энергии. Это в значительной мере окупается экономией ме-талла и арматуры пароперегревателя, устанавливаемой при паровом регулировании. При высокой зольности топлива рециркуляция про-дуктов сгорания приводит к увеличению изно-са поверхности нагрева.

Изменение положения факела в топке. Тепловосприятие топочных экранов опреде-ляется не только уровнем температуры в топке, но и характером ее распределения. Изменяя положение факела, можно увеличить или уменьшить тепловосприятие в топке, а сле-довательно, и $\Phi''_т$. Это в свою очередь изменяет тепловосприятие промежуточного пароперегре-вателя в конвективном газоходе. Так, при повороте горелок в нижнее положение сум-марное радиационное тепловосприятие топоч-ных экранов $Q_{л}/Q_T$ увеличивается, а темпе-ратура на выходе из топки $\Phi''_т$ понижается (рис. 18.23). При этом уменьшается и тепло-восприятие промежуточного пароперегревате-ля, расположенного в конвективном газоходе. Наоборот, поворот осей горелок вверх топки приводит к уменьшению тепловосприятия экранов и росту температуры продуктов с-горания на выходе из топки. Поэтому при

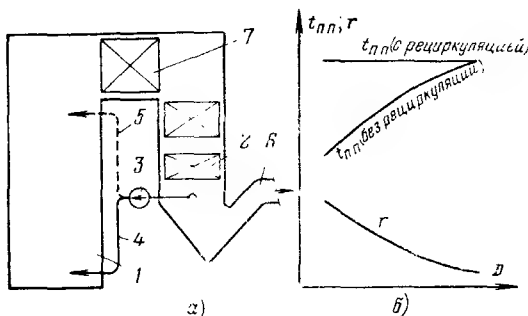


Рис. 18.22. Регулирование температуры пара рециркуля-цией продуктов сгорания.

а — схема рециркуляции; б — влияние паропроизводительности котла на температуру перегрева пара и долю рециркулиру-ющих продуктов сгорания; 1 — топочная камера; 2 — экономай-зер; 3 — рециркулирующий дымосос; 4 — подача охлажденных продуктов сгорания в низ топочной камеры; 5 — то же в верх-нюю часть топочной камеры; 6 — к РВП; 7 — пароперегрева-тель.

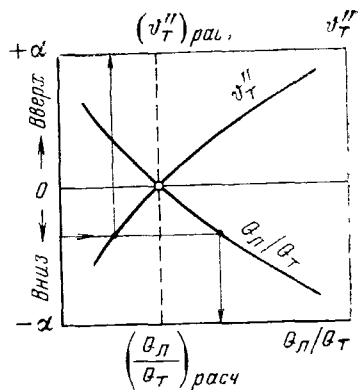


Рис. 18.23. Влияние угла поворота горелок на тепловосприятие топочных экранов и температуру продук-тов сгорания на выхо-де из топки.

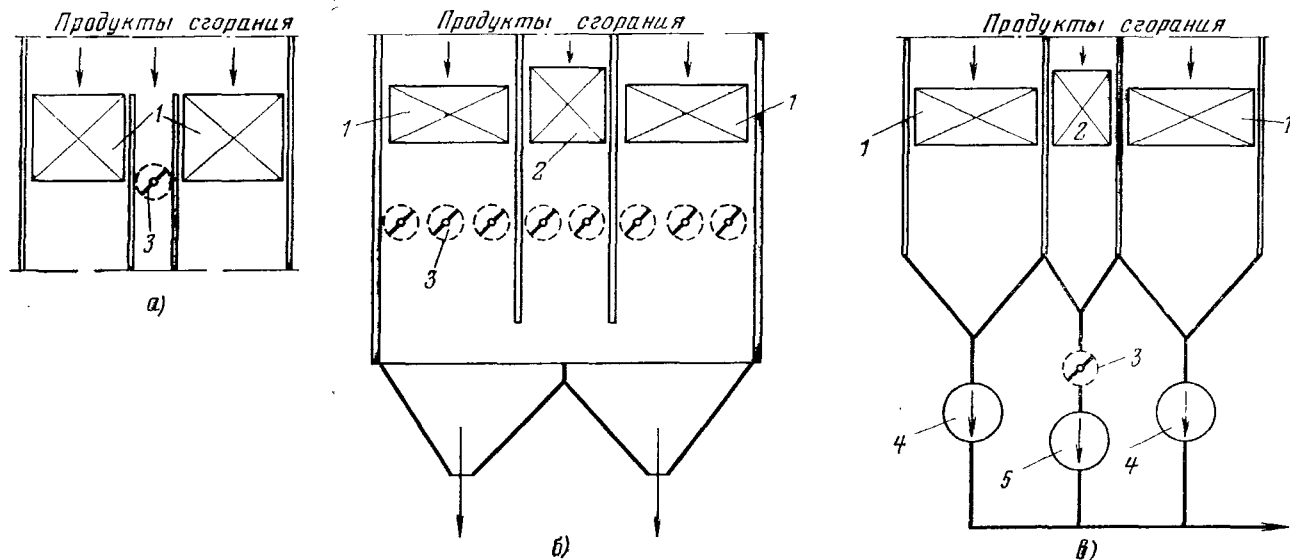


Рис. 18.24. Схемы регулирования температуры перегретого пара байпасированием продуктов сгорания.

а — пропуском продуктов сгорания через холостой газоход; *б* — распределением продуктов сгорания по параллельным газоходам с помощью регулирующих шиберов; *в* — то же регулирующим дымососом; 1 — промежуточный пароперегреватель; 2 — экономайзер; 3 — регулирующий шибер; 4 — основной дымосос; 5 — регулирующий дымосос.

уменьшении нагрузки котла, когда температура вторично-перегретого пара снижается (рис. 18.13, кривая 2), горелки поворачивают вверх топки, чтобы повысить температуру пара. Газовое регулирование поворотными горелками позволяет поддерживать постоянную температуру вторично-перегретого пара в диапазоне нагрузок котла 100—70%.

Положение факела изменяют также переключением горелок, расположенных в несколько ярусов. Если при трех ярусах суммарный расход топлива через них соответствует 150% паропроизводительности, то включение любых двух ярусов обеспечивает работу котла со 100%-ной нагрузкой. Поэтому при большой нагрузке, когда перегрев пара растет, включают нижние ярусы горелок, а при малой нагрузке, наоборот, — верхние.

Байпасирование продуктов сгорания. Регулирование температуры перегретого пара байпасированием продуктов сгорания выполняют в трех вариантах: изменением расхода продуктов сгорания через холостой газоход между

пакетами пароперегревателя (рис. 18.24, *а*) и распределением продуктов сгорания по параллельным газоходам, в которых расположены различные поверхности нагрева («расщепленный газоход», рис. 18.24, *б, в*).

Байпасирование продуктов сгорания через холостой газоход осуществляют газовыми заслонками — *шиберами*. При холостом газоходе газовые заслонки работают в тяжелых температурных условиях, коробятся, и поэтому такая схема применяется редко. Более надежно обеспечивается распределение продуктов сгорания по газоходам газовыми заслонками, расположенными за поверхностью нагрева (рис. 18.24, *б*). Регулирование осуществляют также перераспределением расхода продуктов сгорания через газоходы экономайзера и промежуточного пароперегревателя автоматическим воздействием на регулирующий шибер или последовательно включенный с ним регулирующий дымосос (рис. 18.24, *в*). Недостаток метода — усложнение и удорожание установки.

Глава девятнадцатая

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

19.1. КОМПОНОВКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Воздухоподогреватели и экономайзеры являются низкотемпературными поверхностями нагрева. Общие задачи при их конструировании:

интенсификация теплообмена и создание компактных малогабаритных элементов с умеренной затратой металла, которые бы подвергались минимальному золотому износу, загрязнению и коррозионным повреждениям.

Воздухоподогреватель работает в условиях,

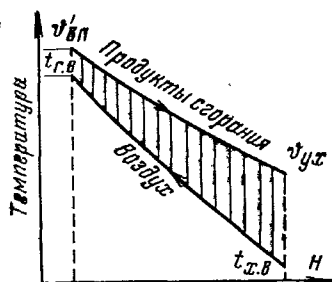


Рис. 19.1. Изменение температурного напора в процессе подогрева воздуха.

отличных от условий работы экономайзера и других элементов водопарового тракта. Здесь наименьшие температурные напоры между продуктами сгорания и воздухом и самый низкий коэффициент теплопередачи. Поэтому поверхность нагрева воздухоподогревателя превышает суммарную поверхность нагрева всех элементов водопарового тракта и для котлов мощного блока достигает десятков и сотен тысяч квадратных метров.

Воздух в воздухоподогревателе — среда с малым содержанием водяных паров. Наоборот, продукты сгорания в зависимости от влажности топлива и содержания в нем водорода обычно содержат большое количество водяных паров, а также трехатомных газов (CO_2 и SO_2), и потому их объем и теплоемкость выше, чем у воздуха. Объем продуктов сгорания увеличивается еще из-за наличия в них избытка воздуха. В результате отношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания $\Psi = c_v V_v / (c_r V_r)$ в области воздухоподогревателя всегда меньше единицы. Это означает, что воздух в воздухоподогревателе нагревается быстрее, чем охлаждаются в нем продукты сгорания. Так, для маловлажного топлива в среднем на каждый градус охлаждения продуктов сгорания воздух нагревается примерно на $1,2^\circ\text{C}$, а при влажном топливе — около $1,4^\circ\text{C}$. Эти соотношения приводят к тому, что по мере нагрева воздуха температурный напор, определяющий интенсивность теплообмена, уменьшается и на горячем конце воздухоподогревателя достигает минимального значения (рис. 19.1). Поэтому уровень температуры уходящих газов определяется не температурным напором между рабочими средами на холодной стороне воздухоподогревателя, где она больше, а экономически обоснованной разностью температур на горячей стороне Δt , где она меньше. Обычно эта разность температур составляет не менее $30\text{—}40^\circ\text{C}$. Дальнейшее повышение температуры горячего воздуха уже невыгодно из-за очень вялого теплообмена в горячей части воздухоподогревателя (мало Δt). Таким обра-

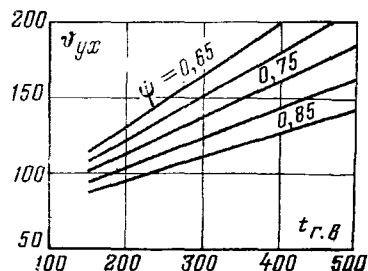


Рис. 19.2. Влияние подогрева воздуха на температуру уходящих газов при различных отношениях водяных эквивалентов.

зом, повышение температуры горячего воздуха связано с ростом температуры уходящих газов или увеличением поверхности нагрева воздухоподогревателя. На рис. 19.2 показана зависимость температуры уходящих газов от температуры подогрева воздуха при разных отношениях водяных эквивалентов ($\Psi < 1$), $t_{x,в} = 30^\circ\text{C}$ и температурном напоре на горячей стороне $\Delta t = 40^\circ\text{C}$. Так, для того, чтобы подогреть воздух до $400\text{—}420^\circ\text{C}$ (топливо АШ) при $\Psi = 0,8$ температура уходящих газов не может быть меньше $140\text{—}150^\circ\text{C}$. Для более влажных топлив (бурый уголь) $\Psi = 0,65$ и при той же температуре горячего воздуха $t_{y,г} \approx 200\text{—}220^\circ\text{C}$, что экономически невыгодно. Для экономайзера в противоточной схеме по мере нагревания температурный напор на горячем конце, наоборот, возрастает ввиду высокой теплоемкости воды.

Различают одноступенчатую и двухступенчатую компоновки низкотемпературных поверхностей нагрева.

При *одноступенчатой компоновке* экономайзер и воздухоподогреватель располагают в газовом тракте последовательно и работают они по противоточной схеме (рис. 19.3). Такая компоновка ограничивает возможности подогрева воздуха в воздухоподогревателе. В од-

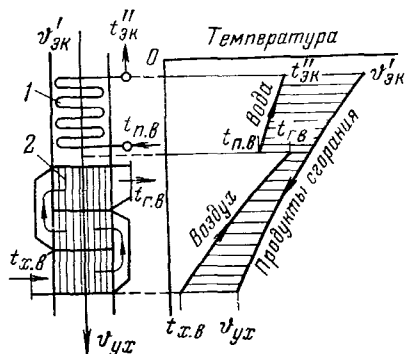


Рис. 19.3. Распределение температурных напоров при одноступенчатой компоновке низкотемпературных поверхностей нагрева.

1 — экономайзер; 2 — воздухоподогреватель.

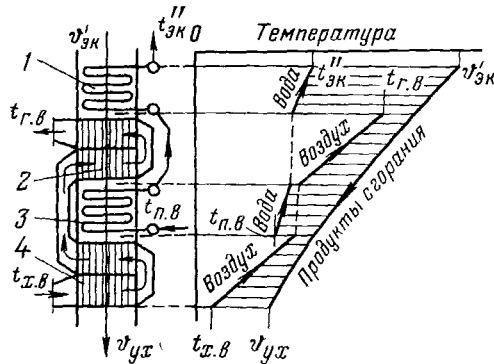


Рис. 19.4. Распределение температурных напоров при двухступенчатой компоновке низкотемпературных поверхностей нагрева.

1 и 3 — соответственно вторая и первая ступени экономайзера; 2 и 4 — вторая и первая ступени воздухоподогревателя.

неступенчатой компоновке поверхностей важным является выбор температуры газов на границе экономайзера и воздухоподогревателя. Обеспечение экономически оправданной температуры уходящих газов с учетом соотношения водяных эквивалентов достигается при подогреве воздуха до 250—350°C. Для подогрева воздуха до 350—450°C воздухоподогреватель выполняют *двухступенчатым*, располагая экономайзер (рис. 19.4) между этими ступенями. Сущность двухступенчатой схемы заключается в увеличении температурного напора Δt на горячем конце воздухоподогревателя в результате переноса его горячей (второй) ступени в область более высокой температуры продуктов сгорания. Это позволяет сохранить температуру уходящих газов на достаточно низком уровне.

Воздухоподогреватель выполняют из углеродистой стали, для которой максимально допустимая температура не превышает 500°C, что при температуре подогрева воздуха до 420°C соответствует температуре продуктов сгорания не более 580°C. Обычно температура

продуктов сгорания за пароперегревателем выше и составляет 600—650°C, а потому для защиты металла второй ступени воздухоподогревателя перед ней располагают вторую (горячую) ступень экономайзера. При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя и водяного экономайзера заметно увеличивается высота конвективной шахты, растут монтажные затраты, поэтому такая схема применяется только для топлив, которые требуют высокого подогрева воздуха.

19.2. ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Гладкотрубные экономайзеры. Змеевиковые экономайзеры являются основным типом, их применяют при любом давлении. Для интенсификации теплообмена и уменьшения загрязнения змеевики экономайзера выполняют из стальных труб малого диаметра: внутренний диаметр 20—30 мм при толщине стенки 2,5—3,5 мм. Концы змеевиков, как и в других поверхностях нагрева, объединяют входным и выходным коллекторами, обычно вынесенными из области газового обогрева. К коллекторам змеевики присоединяют на сварке. В мощных котлах при большом числе змеевиков экономайзера с целью уменьшения присоса воздуха часто избегают вывода всех труб через обмуровку, а пропускают лишь небольшое число соединительных патрубков (рис. 19.5, а). В газоплотных котлах почти всегда в газоходе помещают опоры и коллекторы, служащие одновременно опорой всего экономайзера (рис. 19.5, б). Расположение труб экономайзера обычно шахматное. Движение воды в экономайзере восходящее, обеспечивающее свободный выход с водой газов и образующегося в кипящем экономайзере пара. Для удобства ремонта и эксплуатации экономайзер по ходу продуктов сгорания разделяют на пакеты высотой до 1 м. Разрывы между пакетами составляют 550—600 мм.

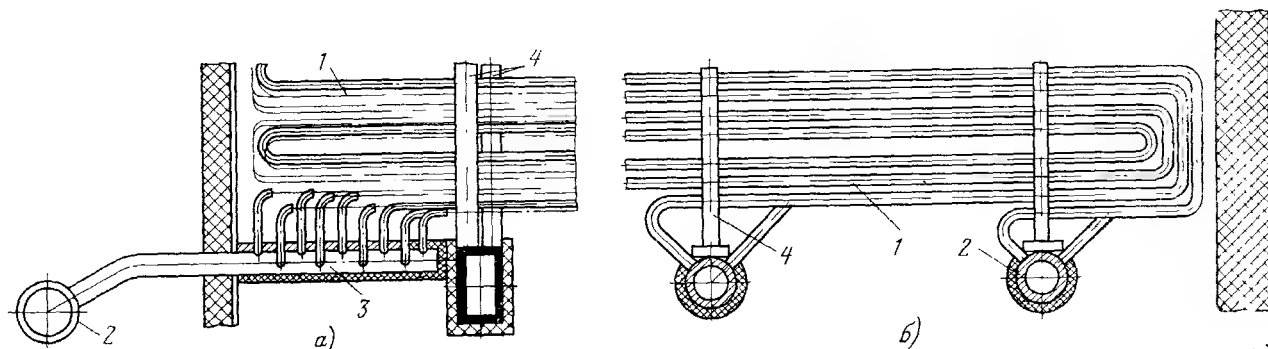


Рис. 19.5. Способы присоединения змеевиков экономайзера к коллектору.

а — через соединительные патрубки, проходящие сквозь обмуровку; б — с размещением коллекторов в газоходе; 1 — змеевики; 2 — коллектор; 3 — соединительные патрубки; 4 — опорная конструкция змеевиков.

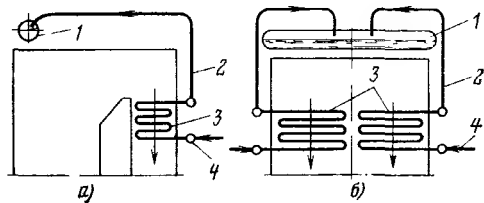


Рис. 19.6. Компоновка экономайзера.

1 — барабан; 2 — водоперепускные трубы; 3 — экономайзер; 4 — входные коллекторы.

Змеевики экономайзера располагают перпендикулярно или параллельно фронту котла. В первом варианте (рис. 19.6,а) длина змеевиков получается небольшой и определяется глубиной газохода, что облегчает их крепление, но абразивному износу подвержены все змеевики пакета. При расположении змеевиков параллельно фронту длина раздающего коллектора и число труб резко сокращаются, однако увеличивается протяженность пролета змеевиков и усложняется их крепление. В котлах с развитым фронтом экономайзеры выполняют двусторонними симметричными с расположением коллекторов с двух боковых сторон (рис. 19.6,б).

Стальные змеевиковые экономайзеры допускают в них парообразование. Экономайзеры могут быть *некипящими*, когда вода на выходе недогрета до кипения, и *кипящими*, если на выходных участках экономайзера образуется некоторое количество пара. Желательно, чтобы выходное паросодержание не превышало 25%. Конструкция кипящих и некипящих экономайзеров принципиально одинакова.

Интенсифицированные поверхности нагрева экономайзера. С целью увеличения тепловосприятности с газовой стороны и повышения компактности к гладкотрубным стальным змеевикам экономайзера приваривают прямоугольные плавники (рис. 19.7,а). При этом увеличивается затрата металла на поверхность нагрева, но не пропорционально увеличению тепловосприятности, а в меньшей мере. Поэтому объем, занимаемый поверхностью нагрева

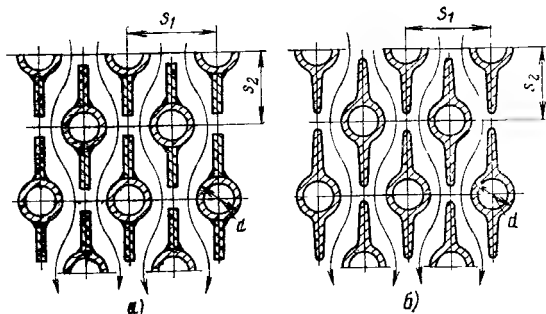


Рис. 19.7. Плавниковые трубы экономайзера.

а — приварные плавники; б — трубы плавникового профиля.

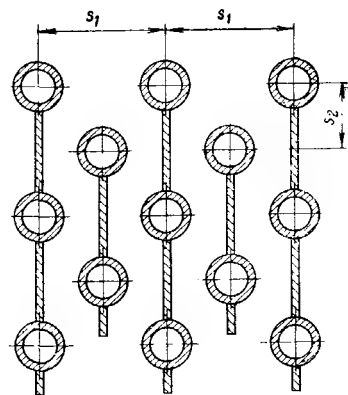


Рис. 19.8. Мембранная конвективная поверхность нагрева.

с прямоугольными плавниками, меньше гладкотрубной поверхности на 25—30% при одинаковом расходе металла и энергии на тягу. Кроме того, полосовая сталь дешевле трубной.

В последнее время появились конструкции змеевиков (рис. 19.7,б), изготавливаемые из труб плавникового профиля (трапециевидная форма плавника). Плавниковые трубы позволяют уменьшить габариты экономайзера на 40—50%.

Используются также для изготовления экономайзеров трубы с поперечным (кольцевым или спиральным) оребрением. Такие экономайзеры могут использоваться на топливах с золой, не дающей спекающихся отложений.

Перспективны мембранные поверхности нагрева экономайзеров (рис. 19.8). Их выполняют из гладкотрубных змеевиков, на прямых участках которых приваривают сплошные проставки из листовой стали толщиной 2—3 мм. Мембранные экономайзеры более эффективны, чем гладкотрубные, и при одинаковых тепловосприятностях требуют меньшего расхода металла и достаточно надежны в эксплуатации. Мембраны могут быть выполнены с более развитой поверхностью («лепестковые» мембраны).

19.3. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Условия работы и классификация воздухоподогревателей. Воздухоподогреватель является обязательным элементом современного мощного парового котла. Роль воздухоподогревателя возрастает с повышением единичной мощности агрегата. Это связано с тем, что температура продуктов сгорания за экономайзером еще значительна (350—400°C). Утилизация этой теплоты в воздухоподогревателе снижает температуру уходящих газов до 120—160°C. Подогрев воздуха повышает КПД котла.

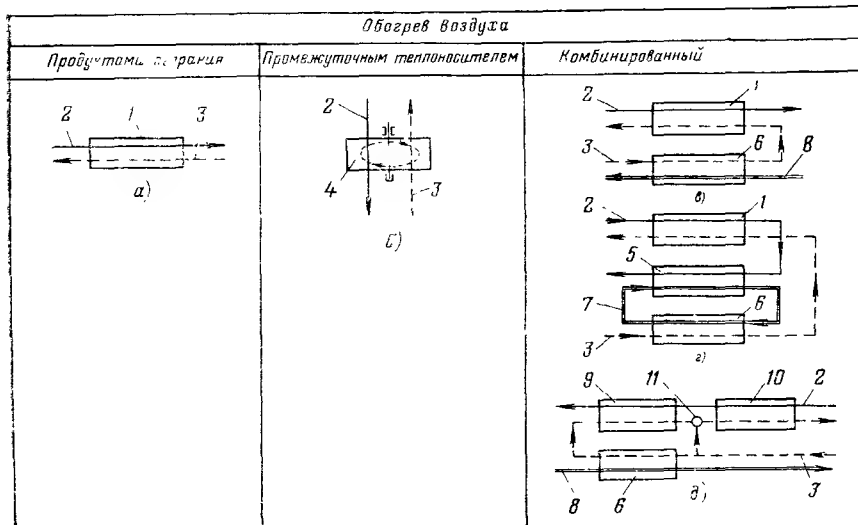


Рис. 19.9. Классификация методов обогрева воздуха.

а — трубчатый воздухоподогреватель; б — регенеративный воздухоподогреватель; в — предварительный подогрев воздуха в калорифере; 2 — система экономайзера низкого давления — калорифер; 3 — воздух; 4 — РВП; 5 — экономайзер низкого давления; 6 — калорифер; 7 — вода; 8 — пар; 9 — каскадная часть ТВП; 10 — основной ТВП; 11 — смеситель.

Вместе с тем сам воздухоподогреватель работает в зоне наиболее низких температур продуктов сгорания, и это приводит к тому, что часть его поверхности (холодная часть) приобретает температуру, равную или меньшую температуры точки росы продуктов сгорания. В этих условиях холодная часть воздухоподогревателя покрывается влажной агрессивной пленкой и подвергается коррозии и загрязнению. Эти отрицательные явления усиливаются особенно при сжигании высокосернистых мазутов при больших избытках воздуха. В газоплотных котлах, позволяющих сжигать топливо с малыми избытками воздуха, скорость коррозии меньше (см. § 16.3).

По принципу действия различают рекуперативные и регенеративные воздухоподогреватели. *Рекуперативные* воздухоподогреватели работают с неподвижной поверхностью нагрева, через которую непрерывно передается теплота от продуктов сгорания или другого источника к воздуху. В *регенеративных* воздухоподогревателях поверхность нагрева омывается попеременно то продуктами сгорания, нагреваясь при этом, то воздухом, отдавая ему теплоту.

По способу обогрева различают воздухоподогреватели, обогреваемые продуктами сгорания непосредственно (рис. 19.9,а), обогреваемые продуктами сгорания, теплота которых переносится воздуху с помощью промежуточного теплоносителя — твердой насадки (рис. 19.9,б), и воздухоподогреватели, в которых источником теплоты для предварительного подогрева воздуха является горячая вода

(рис. 19.9,в) или пар регенеративных отборов турбин (рис. 19.9,в, д).

Прямой нагрев воздуха продуктами сгорания. Основным типом рекуперативных воздухоподогревателей является стальной трубчатый воздухоподогреватель (ТВП), который прост в изготовлении, но требует большого расхода металла и занимает большой объем.

Обычно ТВП выполняют в виде вертикальной трубной системы (рис. 19.10). Трубы стальные наружным диаметром 30—40 мм при толщине стенки 1,2—1,5 мм своими концами приварены к трубным доскам и расположены в шахматном порядке. Толщина нижней трубной доски 20—25 мм, верхней 15—20 мм.

Внутри труб проходят продукты сгорания (продольное омывание), теплота которых передается воздуху, движущемуся между трубами (поперечное омывание). При этом образуется перекрестный ток рабочих сред. Известно, что наиболее компактный теплообменник получается при чисто противоточной схеме движения сред, однако для такого теплообменника, каким является ТВП, ее реализация невозможна. При-

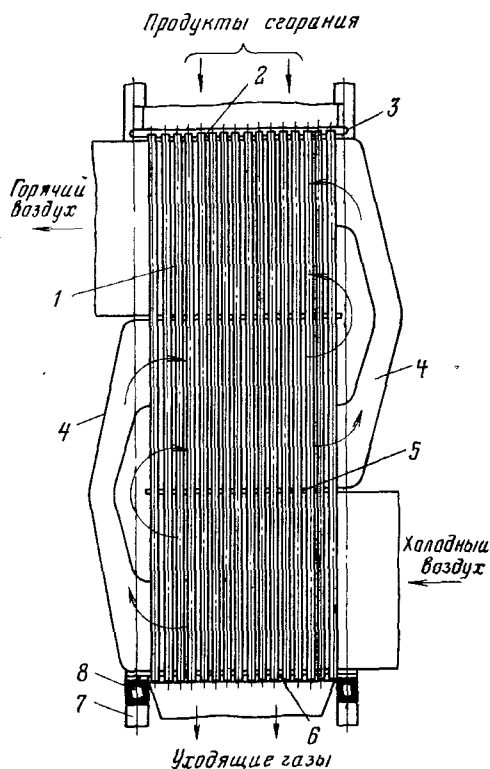


Рис. 19.10. Трубчатый воздухоподогреватель.

1 — трубы; 2 и 6 — трубные доски; 3 — компенсатор; 4 — короб; 5 — промежуточные перегородки; 7 — каркас; 8 — рама.

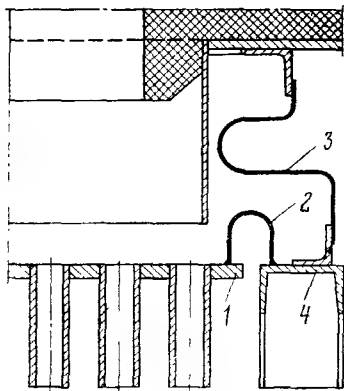


Рис. 19.11. Линзовое компенсационное уплотнение.

1 — трубная доска; 2 и 3 — линзовые компенсаторы; 4 — балка жаркаса.

близиться к противоточной схеме можно, направив воздух в межтрубном пространстве с многократным перекрестным движением. Делением воздухоподогревателя промежуточными перегородками — досками на ряд последовательных по воздуху ходов достигается оптимальная по условиям теплопередачи скорость воздуха. В местах поворота воздуха из одного хода в другой установлены воздушные перепускные короба. Воздухоподогреватель имеет наружную стальную обшивку и нижней трубной доской опирается на раму, связанную с колоннами каркаса котла. Трубная система расширяется кверху, причем верхнюю трубную доску соединяют с расположенным выше газоходом линзовым компенсатором (рис. 19.11), обеспечивающим свободу термического расширения с сохранением герметичности. Трубчатый воздухоподогреватель выполняют в виде отдельных кубов (секций), удобных для транспорта и монтажа.

В котлах средней мощности в ТВП при однопоточной схеме подают воздух по его широкой стороне (рис. 19.10). В агрегатах большой мощности этого сечения недостаточно, и при однопоточной схеме высота воздушного

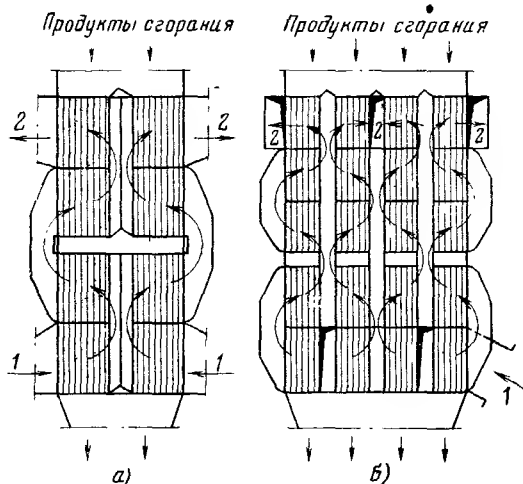


Рис. 19.12. Схемы компоновки трубчатых воздухоподогревателей с различным подводом воздуха.

1 — вход холодного воздуха; 2 — выход горячего воздуха.

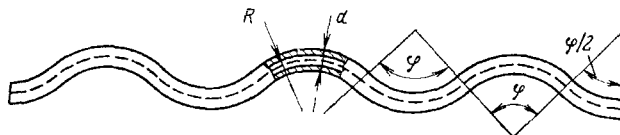


Рис. 19.13. Волнистая труба.

хода достигает больших размеров. При этом уменьшается число ходов в каждой ступени воздухоподогревателя, что приводит к снижению температурного напора. Двухпоточная по воздуху схема (рис. 19.12,а) позволяет уменьшить высоту хода, увеличить число ходов и соответственно повысить температурный напор. Такая компоновка в совокупности с трубами малого диаметра и тесным шагом привела к созданию относительно малогабаритных ТВП. При очень большой мощности и двустороннего подвода воздуха может оказаться недостаточно, тогда переходят к многоканальному подводу (рис. 19.12,б).

При одинаковых скоростях продуктов сгорания и воздуха коэффициент теплоотдачи по газовой стороне α_1 (продольное обтекание) ниже коэффициента теплоотдачи с воздушной стороны α_2 (поперечное обтекание). Интенсификации теплообмена можно добиться путем увеличения коэффициента α_1 при продольном обтекании. Это достигается в поверхностях нагрева, выполненных из волнистых труб, характеризующихся постоянной по значению и переменной по направлению кривизной (рис. 19.13). Во избежание забивания таких труб загрязнениями из газового потока этот воздухоподогреватель выполняют обращенным. В нем воздух движется внутри труб (продольное омывание), а продукты сгорания между ними (поперечное омывание).

Расчеты и первый опыт эксплуатации рекуперативных воздухоподогревателей обращенного типа из волнистых труб показывают, что их поверхность нагрева и масса меньше примерно в 2 раза по сравнению с традиционными ТВП. Хотя стоимость производства волнистых труб выше, но с учетом уменьшения их количества стоимость воздухоподогревателя ниже примерно в 1,5 раза. ТВП просты по конструкции, надежны в работе, значительно более плотны в сравнении с воздухоподогревателями других систем.

Нагрев воздуха продуктами сгорания с применением промежуточного теплоносителя.

С точки зрения теплотехники безразлично, каким образом осуществляется передача теплоты от продуктов сгорания к воздуху: непосредственно через стенку или сначала промежуточному теплоносителю, а далее от него к воздуху. В последнем случае каждый из процессов можно организовать независимо и поставить в оптимальные условия.

Для подогрева воздуха в качестве промежуточного теплоносителя применяются твердые насадки, обычно стальные листы, получающие теплоту от продуктов сгорания. Этот принцип реализуется в регенеративных воздухоподогревателях (РВП) имеющих широкое применение на электростанциях. Для установок с промежуточным теплоносителем характерно отсутствие влияния коррозионных

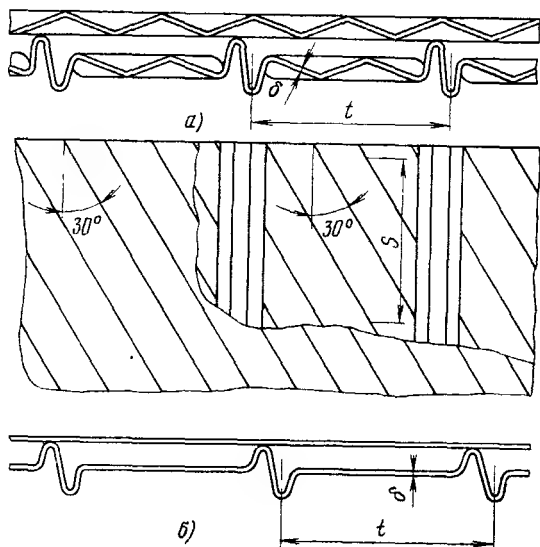


Рис. 19.14. Профили набивок РВП.

a — набивка горячей части с волнистым дистанционирующим листом; *б* — набивка холодной части.

повреждений поверхностей нагрева воздухоподогревателя на присосы воздуха в газовый тракт котла.

Регенеративные воздухоподогреватели. Наиболее употребительны на электростанциях вращающиеся РВП, у которых поверхностью теплообмена служит набивка из тонких гофрированных и плоских стальных листов, образующих каналы малого эквивалентного диаметра ($d_э = 6-9$ мм) для прохода продуктов сгорания и воздуха (рис. 19.14). Набивкой заполняют цилиндрический пустотелый ротор, разделенный глухими радиальными перегородками на изолированные друг от друга секторы. Ротор воздухоподогревателя, показанный на рис. 19.15, медленно (с частотой вращения $0,008-0,065$ с⁻¹) вращается на валу приводом от электродвигателя через шестеренчатую или цепочную передачу.

Верхней и нижней секторными плитами корпус разделен на две части. В одну из них через горловину в крышке поступают продукты сгорания, а в другую, также через горловину, — воздух. Движение газового и воздушного потоков раздельное и непрерывное, а набивка попеременно проходит эти потоки. При непрерывном вращении ротора в металлической набивке какого-либо сектора теплота аккумулируется, а затем отдается при прохождении через него воздушного потока. Тот же процесс повторяется при перемещении следующего сектора с набивкой. В итоге организуется не-

прерывный нагрев воздуха переносом теплоты, аккумулярованной набивкой в газовом потоке. Взаимное движение потоков противоточное. Набивка укладывается в виде пакетов листов разного профиля с радиальным или тангенциальным расположением.

Основные требования, предъявляемые к набивкам: возможно большая интенсивность теплообмена и минимальное аэродинамическое сопротивление. Из большого многообразия наиболее эффективны набивки, показанные на рис. 19.14. Профиль набивки зависит от температурных условий. Для горячей части применяют интенсифицирующую набивку (рис. 19.14, *a*), состоящую из листов двух типов: волнистых и дистанционирующих, имеющих на поверхности между гофрами волны, наклоненные под углом 30° к направлению потока. Для холодной части РВП применяют упрощенный профиль набивки (рис. 19.14, *б*), состоящий из чередующихся гладких дистанционирующих и прямых листов. Соответствующее взаимное расположение листов набивки турбулизует поток и усиливает теплопередачу.

Во всех конструкциях набивки поверхность нагрева РВП состоит из системы шероховатых каналов, в которых шероховатость создается высотой волн дистанционирующих и волнистых листов. Следовательно, интенсификация конвективного теплообмена в РВП осуществляется значительно проще, чем в ТВП. В отличие от последних создание набивки РВП с волнистыми каналами сложной формы технологически проще и выполняется прокаткой или штамповкой больших листов.

Качество укладки набивки в роторе оказывает существенное влияние на коэффициент использования поверхности нагрева. При плохом заполнении ротора возможно сунтирование части продуктов сгорания и воздуха мимо теплообменной поверхности.

Поверхность нагрева 1 м³ набивки составляет $300-340$ м². Длительность пребывания набивки в газовом и воздушном потоках ограничена (менее 30 с). От набивки требуется быстрый нагрев в газовом потоке и столь же быстрое охлаждение в воздушном потоке. При толщине набивочного материала всего лишь $0,6-1,2$ мм переносится достаточно много теплоты. Тонкие листы набивки удобные еще тем, что в процессе обдувки воздухом они вибрируют и легче освобождаются от загрязнений. Эффективны также шариковые набивки из металла, керамики или стекла.

Недостатки набивки из гофрированных металлических листов: тонкие листы быстро корродируют и изнашиваются, коэффициенты теплопередачи при продольном обтекании поверхности нагрева сравнительно невелики.

Регенеративные воздухоподогреватели выполняют обычно с вертикальной осью вращения диаметром до 10 м, а в очень мощных установках — $15-17$ м. Повышение их мощности требует изготовления сверхтяжелого упорно-радиального подшипника качения. Регенеративные воздухоподогреватели с горизонтальной осью позволяют распределить нагрузку ротора на два сферических подшипника меньших размеров; они также лучше ком-

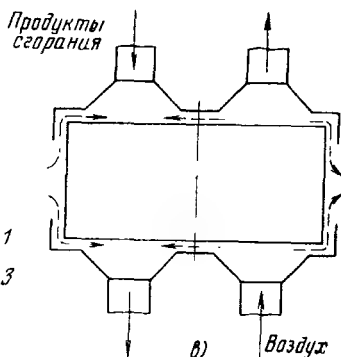
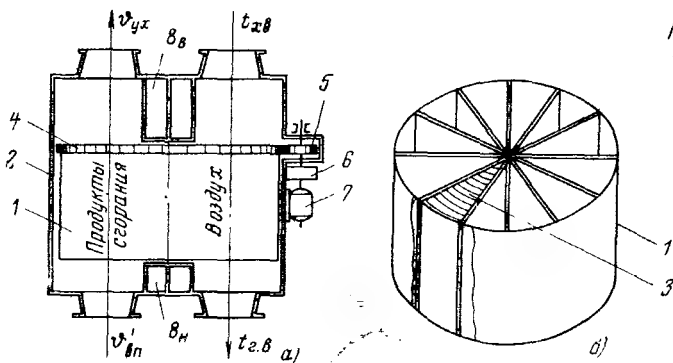


Рис. 19.15. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель. *a* — продольный разрез. *б* — ротор; *a* — места перетока воздуха; *1* — ротор; *2* — неподвижный корпус; *3* — набивка; *4* — большая шестерня (венец); *5* — малая (приводная) шестерня; *6* — редуктор; *7* — электропривод; *8*_в и *8*_н — верхняя и нижняя секторные плиты, разделяющие газовый и воздушный потоки; — — — перетоки воздуха.

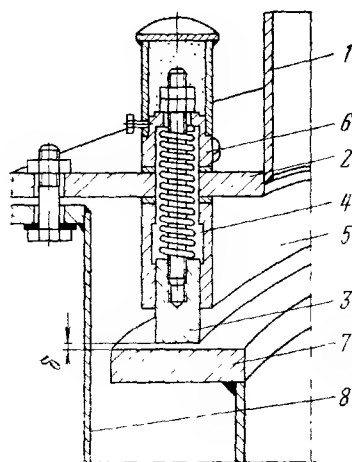


Рис. 19.16. Уплотнение РВП.

1 — стенка газоподводящего патрубка; 2 — фланец крышки корпуса; 3 — колодка; 4 — пружина; 5 — направляющая планка, привинченная к фланцу; 6 — колпачок, привинченный к фланцу; 7 — фланец ротора; 8 — цилиндрический наружный кожух; δ — зазор.

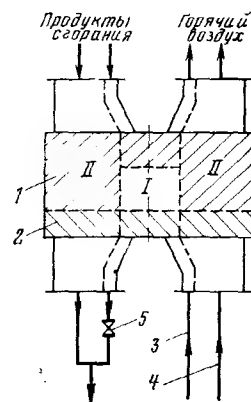
понуется с котлом и позволяют упростить газоздушные тракты.

Воздушный и газовый потоки в элементах РВП создают значительный перепад давления. Этот перепад одинаков для газоздушного тракта с уравновешенной тягой и с наддувом и составляет 7—8 кПа. При значительных размерах мест сопряжения ротора с неподвижными конструкциями перепад давления приводит к перетoku части воздуха на сторону продуктов сгорания. Кроме того, наблюдаются присосы холодного воздуха по периферии газовой части РВП и аналогичная потеря воздуха в воздушной части РВП (см. рис. 19.15,а). Суммарные нормированные присосы в РВП составляют около 20%. В эксплуатации они могут быть выше. Защита от перетоков достигается уплотнениями, устанавливаемыми во входной и выходной частях ротора. Уплотнения различают: периферийное кольцевое на внешней поверхности ротора, внутреннее кольцевое вокруг вала РВП и радиальное, разделяющее воздушный и газовый потоки. На рис. 19.16 показано периферийное уплотнение серийного РВП. Оно выполняется в виде разрезного уплотнительного кольца, элементы которого образуют с вращающимся фланцем ротора очень малый зазор δ. Зазор регулируется натягом пружин, закрываемых герметичными колпачками. Аналогично выполняют внутреннее кольцевое и радиальное уплотнения. Заметное значение составляет перенос воздуха в газовый тракт (и газов в воздушный тракт) за счет объема между пластинами во вращающемся роторе. Для борьбы с присосами иногда применяют отсос воздуха, перетекающего через уплотнения. Этот воздух возвращают в воздушный тракт на впуск дутьевого вентилятора.

Регенеративные воздухоподогреватели получили широкое применение на крупных энергоблоках. Эти воздухоподогреватели конструктивно сложнее, но они компактны, требуют меньшего расхода металла, имеют невысокое аэродинамическое сопротивление, коррозия поверхностей нагрева не приводит к увеличению присосов воздуха. Регенеративные воздухоподогреватели имеют конструктивные и эксплуатационные недостатки: наличие вращающихся элементов (ротора), сложность уплотнений, разделяющих газовый и воздуш-

Рис. 19.17. Регенеративный воздухоподогреватель с разделенными потоками подогрева воздуха.

1 — горячая набивка; 2 — холодная набивка; 3 — первичный воздух; 4 — вторичный воздух; 5 — шибер; I и II — отсеки первичного и вторичного воздуха.



ный потоки, и повышенный переток воздуха в газовый поток. Существенным недостатком РВП с гофрированной набивкой является невозможность подогрева воздуха выше 300—350°С из-за ее коробления.

В ряде установок, например, при сжигании топлив с малым выходом летучих (типа АШ) или высоковолажных топлив (типа Б) целесообразно первичный воздух нагревать до более высокой температуры, чем вторичный. В других установках, например пылесистемах с промежуточным бункером, бывает существенно различное аэродинамическое сопротивление трактов первичного и вторичного воздуха. В этих случаях целесообразны РВП с разделением потоков воздуха и продуктов сгорания на секции (рис. 19.17). В аппарате предусматривают разделительное кольцо с соответствующим дополнительным уплотнением. Место установки разделительного кольца определяется соотношением сечений, необходимых для расходов первичного и вторичного воздуха. Кольцевое разделение охватывает как воздушный, так и газовый потоки. Для регулирования температуры воздуха предусмотрены шиберы в газовом потоке, а его расхода — шиберы в воздушном потоке.

Комбинированный нагрев воздуха. В отличие от традиционного подогрева воздуха низкотемпературной теплотой продуктов сгорания, при паровом обогреве воздух подогревается в калориферах (теплообменниках) низкотемпературной теплотой пара системы регенерации турбины. Это облегчает борьбу с низкотемпературной коррозией и загрязнениями при сжигании высокосернистых топлив. В калорифере используется скрытая теплота парообразования отработавшего в турбине пара, благодаря чему уменьшаются потери теплоты в цикле. Воздух можно подогревать и горячей водой, получаемой за счет низкотемпературной теплоты уходящих продуктов сгорания в экономайзере низкого давления. Калориферные установки и экономайзеры низкого давления обычно применяются для предварительного подогрева воздуха, а до необходимой температуры его доводят в традиционных воздухоподогревателях.

В современных котлах большой мощности предварительный подогрев воздуха обеспечивается в паровых калориферах (трубчатых теплообменниках), размещаемых между напорной стороной дутьевого вентилятора и входной ступенью воздухоподогревателя (рис. 19.18). Внутри трубчатой системы подают пар из отбора турбины при температуре

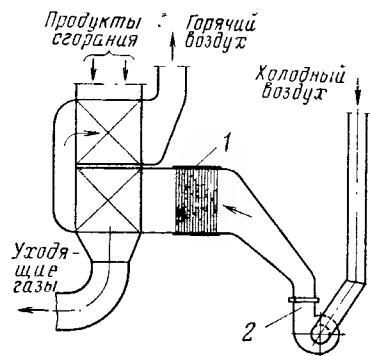


Рис. 19.18. Схема предварительного подогрева воздуха в паровом калорифере.
1 — паровой калорифер; 2 — дутьевой вентилятор.

около 120°C , снаружи она омывается поперечным потоком воздуха.

В зимнее время при значительной отрицательной температуре атмосферного воздуха (-15°C и ниже) на входных трубах калорифера образуется иней, замораживаются дренажные линии конденсата. Разработаны схемы предварительного подогрева воздуха для работы в энергетических блоках при различных климатических условиях.

В системе *экономайзер низкого давления — калорифер* воздух подогревают в калорифере водой экономайзера низкого давления. Такие системы работают по замкнутой схеме, в которой происходит предварительный подогрев воздуха, а окончательный его подогрев осуществляется в ТВП, обогреваемом продуктами сгорания (рис. 19.19). Достоинство схемы — резкое сокращение присоса воздуха. Во избежание загрязнения конденсата продуктами коррозии систему выполняют замкнутой, в которой с помощью насоса циркулирует деаэрированная вода. Температура воды несколько выше $t_{\text{т.р}}$, что исключает коррозию экономайзера низкого давления.

В *каскадном воздухоподогревателе* (КВП) все кубы, кроме выходного, по газам обогреваются полным расходом продуктов сгорания и охлаждаются полным расходом воздуха. Для предотвращения или ослабления коррозии низкотемпературной его части создаются

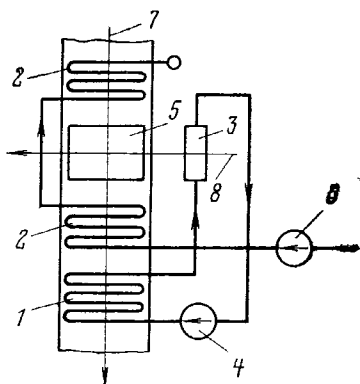


Рис. 19.19. Система предварительного подогрева воздуха экономайзером низкого давления — калорифер.

1 — экономайзер низкого давления; 2 — экономайзер высокого давления; 3 — калорифер; 4 — циркуляционный насос; 5 — воздухоподогреватель; 6 — питательный насос; 7 — продукты сгорания; 8 — воздух.

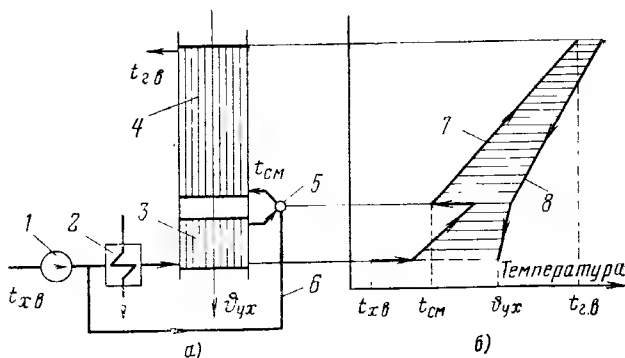


Рис. 19.20. Каскадный воздухоподогреватель.

а — схема включения; б — температурный график; 1 — воздухоподувка; 2 — калорифер; 3 — каскадная часть воздухоподогревателя; 4 — основная часть воздухоподогревателя; 5 — смеситель; 6 — линия байпаса; 7 — воздух; 8 — продукты сгорания.

условия работы, при которых температура металла превышала бы точку росы продуктов сгорания. Эти условия создаются выделением выходного по газам и входного по воздуху куба, работающего на полном расходе продуктов сгорания и малом расходе воздуха (рис. 19.20, а). Холодный воздух делится на два потока. Меньший (30—40% расхода) проходит через калорифер и последовательно включенную с ним каскадную ступень воздухоподогревателя; второй поток больший (70—60% расхода), байпасируется и смешивается с первым потоком после каскадной ступени. После смешения суммарный поток воздуха движется противотоком через горячие ступени КВП.

Упрощенный температурный график КВП показан на рис. 19.20, б. Видно, что в калорифере и каскадной ступени температура воздуха растет быстрее в связи с малым расходом через них воздуха. Поэтому поверхности нагрева этих элементов достаточно компактны. Продукты сгорания в каскадной ступени охлаждаются меньше, а их температура выше.

19.4. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ ВОЗДУХОПОДГРЕВАТЕЛЕЙ

Из всех методов защиты низкотемпературных поверхностей нагрева наиболее эффективными являются повышение рабочей температуры металла выше $t_{\text{т.р}}$, организация работы воздухоподогревателя в малокоррозионной области кривой $K=f(t_{\text{ст}})$ (см. рис. 16.9) и сжигание топлива при минимальных избытках воздуха.

Общепринятым методом защиты от низкотемпературной газовой коррозии является повышение температуры металла выше точки росы $t_{\text{т.р}}$. Конденсация водяных паров особенно вероятна при пуске и малой нагрузке, т. е. при низкой температуре продуктов сгорания.

Однако эти режимы составляют сравнительно небольшую долю общей длительности работы котла. К тому же при низкой нагрузке коррозионный процесс существенно ослабевает.

Из формулы для определения местной температуры рабочей поверхности воздухоподогревателя

$$(t_{ст})_i = (t_в)_i + (q/\alpha_2)_i$$

следует, что при данных условиях обогрева температура стенки в наиболее холодном месте на входе воздуха в воздухоподогреватель зависит от входной температуры воздуха $t_в$ и коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху α_2 . Следовательно, для повышения температуры стенки необходимо повысить $t_в$ и уменьшить α_2 . Однако последнее противоречит общей тенденции создания малогабаритных поверхностей нагрева.

Универсальным методом предотвращения газовой коррозии является повышение входной температуры воздуха, что реализуется применением его предварительного парового подогрева.

При любом методе повышения температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель в качестве дополнительного мероприятия целесообразно выделить его холодную часть в отдельную секцию, в которой происходит наибольший коррозионный износ. Ремонт такого ТВП упрощается, так как заменяется только выделенная секция. В РВП для увеличения срока службы и удобства ремонта набивку холодной части выполняют толщиной 1,0—1,5 мм против 0,5—0,8 мм набивки горячего пакета.

На новых газомазутных котлах в начальной зоне подогрева воздуха, в которой низкотемпературная коррозия особенно велика, вместо стальных устанавливают воздухоподогреватели из стеклянных трубок диаметром 30—40 мм при толщине стенки около 4 мм. Конструкция стеклянного воздухоподогревателя подобна трубчатому с металлическими трубками, но стеклянные трубки располагаются в коридорном порядке горизонтально: продукты сгорания проходят пучок труб с наружным поперечным омыванием, нагреваемый воздух движется внутри труб. Стеклянные трубки на концах закрепляются прижимными стальными плитами в трубных досках на кольцевых прокладках из жаропрочной резины (рис. 19.21). Жесткость воздухоподогревателя обеспечивается стальными (приварными) трубками-связями, устанавливаемыми в отдельных местах пучка между стеклянными трубками.

Зона рабочих температур воздухоподогревателя: от 10 на входе до 80—85°C на выходе. Предварительный подогрев воздуха до 10°C

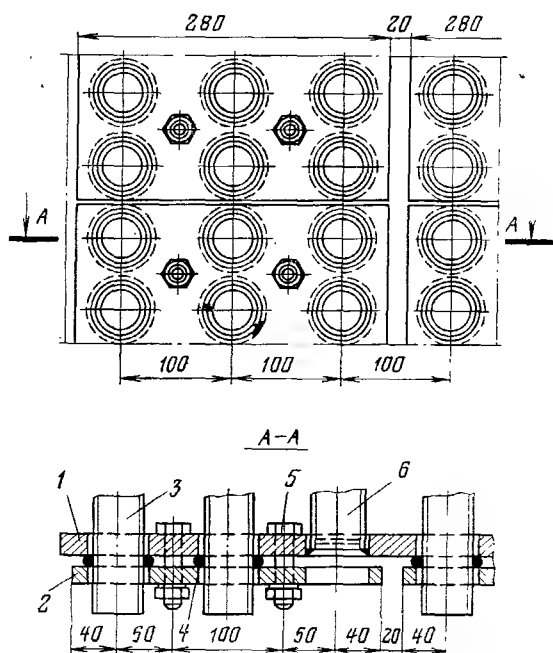


Рис. 19.21. Узел крепления стеклянного трубчатого воздухоподогревателя.

1 — трубная доска; 2 — прижимная плита; 3 — стеклянная труба; 4 — резиновое кольцо; 5 — пружинная шайба; 6 — стальная труба.

в зимнее время обеспечивается калорифером.

Для борьбы с низкотемпературной сернокислотной коррозией в последнее время началось внедрение антикоррозионных покрытий металлической поверхности нагрева и выполнение поверхностей нагрева из керамических материалов.

В качестве антикоррозионного покрытия применяют кислотоупорные и термостойкие эмали. Эмалью покрывают металлическую набивку холодной части РВП. Толщины эмалированного покрытия и металлического листа примерно одинаковы (0,5—0,6 мм). Эмалированные поверхности нагрева подвержены низкотемпературной коррозии в значительно меньшей степени, чем металлические (рис. 19.22); золотые отложения на них меньше и удаление их легче.

Чем выше содержание серы в топливе, тем при прочих равных условиях интенсивнее низкотемпературная газовая коррозия. Особенно быстро протекает коррозия низкотемпературных поверхностей нагрева при сжигании сернистого мазута.

Сжигание сернистого мазута с минимальными избытками воздуха является эффективным средством снижения низкотемпературной сернокислотной коррозии. Чем меньше α_T и избыток кислорода, тем меньше содержание SO_3 и продуктов сгорания (см. § 16.3), тем меньше их коррозионная активность. В опре-

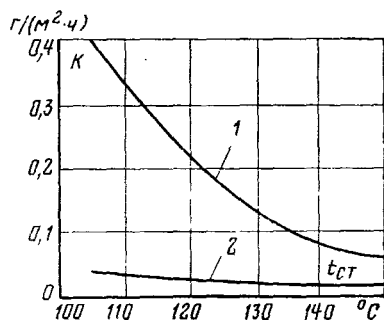


Рис. 19.22. Сопоставление скорости коррозии набивок холодной ступени РВП.

1 — металлическая набивка; 2 — эмалированная набивка.

деленном интервале температур наблюдается налипание частиц летучей золы на поверхность нагрева, а влажная пленка, образующаяся при достижении $t_{т.р}$ и придающая поверхности клейкие свойства, цементирует частицы золы в плотную массу. Последняя часто загромождает проходное сечение для продуктов сгорания, а иногда полностью закупоривает отдельные трубы воздухоподогревателя.

Для улучшения условий эксплуатации при сжигании сернистых мазутов в топливо или продукты его сгорания вводят присадки: ВНИИНП — 106, водный раствор хлористого магния и др. Присадки понижают $t_{т.р}$ и нейтрализуют образующийся на поверхности нагрева раствор серной кислоты. Плотные отложения переводятся в рыхлые, легко удаляемые дробеочисткой. Жидкие присадки, кроме того, уменьшают количество отложений, улучшают процесс сжигания мазута, уменьшают забивание форсунок коксом. При сжигании твердого топлива присадки в умеренном количестве не дают положительных результатов. Добавление присадок в количестве, соизмеримом с зольностью твердого топлива, сложно и экономически невыгодно.

Глава двадцатая

ТЕПЛООБМЕН В ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА ПАРОВОГО КОТЛА

20.1. ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСТЕННЫХ ЭКРАНОВ

Передача теплоты экранам топочной камеры определяется в основном лучистым теплообменом между высокотемпературными газами, заполняющими топочный объем, и наружной поверхностью труб, покрытых слоем загрязнений. В открытых топочных камерах с подъемным движением факела тепловосприятием топочных экранов за счет конвекции

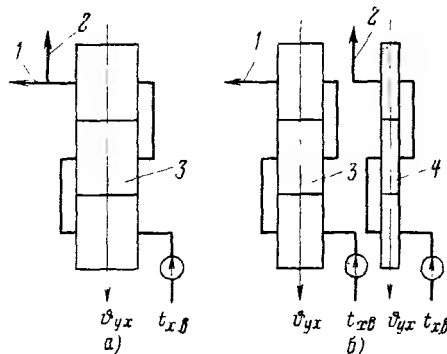


Рис. 19.23. Схемы подогрева избыточного воздуха.

а, б — соответственно в основном и дополнительном воздухоподогревателях; 1 — воздух на горение топлива; 2 — избыточный воздух; 3 и 4 — основной и дополнительный воздухоподогреватели.

В ряде установок воздух подогревается в количестве, превышающем потребности для горения топлива. Теплота избыточного воздуха используется в теплофикации, например, для подогрева или опреснения воды, подогрева мазута или сушки твердого топлива и т. п. При этом решаются некоторые вопросы и самого котла — уменьшается температура уходящих газов и для повышения КПД и для повышения эффективности электрофильтров.

Схема избыточного воздуха выгодно используется в двухцелевых установках, в которых теплоноситель — воздух свободен от загрязнений и подогревается до высокой температуры. В двухцелевых установках на уходящих газах температура теплоносителя — уходящих газов существенно ниже, и они коррозионно-активны и заметно загрязнены. Теплота избыточного воздуха может быть получена в различных схемах воздухоподогревателя (рис. 19.23) и различных его типах. Трубчатые воздухоподогреватели предпочтительнее, они выдают чистый неозоленный воздух и менее склонны к забиванию их золой при низкой температуре уходящих газов.

можно пренебречь, так как скорости газов около стен топки малы, а наружные загрязнения создают большое термическое сопротивление. В топках с вихревым движением факела (циклонные предтопки, топки с пересекающимися струями) конвективная составляющая теплообмена становится заметной и ее надо учитывать.

Интенсивность теплообмена излучением выражается законом Стефана — Больцмана, определяющим плотность теплового потока

в зависимости от температуры излучающей среды и поверхности экранов в четвертой степени. При характерных для топочных устройств значениях падающих тепловых потоков из ядра факела на экранные поверхности $q_{\text{пад}}=400\div700$ кВт/м² в небольшом по толщине слое наружных загрязнений труб создается перепад температур $\Delta t=t_{\text{н.з.}}-t_{\text{ст.}}=150\div350^\circ\text{C}$. В связи с этим температура наружной поверхности загрязнений $t_{\text{н.з.}}$ значительно превышает температуру стенки металла трубы $t_{\text{ст.}}$. Таким образом, интенсивность радиационного теплообмена между высокотемпературными газами и экранной поверхностью топки практически не зависит от температуры или давления рабочей среды в паровом котле.

В зоне настенного экрана имеет место взаимодействие падающего, эффективного и воспринятого (результатирующего) тепловых потоков. *Падающий тепловой поток* из зоны ядра факела, кВт/м², на основании закона Стефана — Больцмана можно записать в следующем виде:

$$q_{\text{пад}}=a_{\text{фс0}}(T_{\text{ф}}/100)^4 \cdot 10^{-3}. \quad (20.1)$$

Эффективный тепловой поток (рис. 20.1) складывается из собственного излучения поверхности загрязнения труб и обмуровки стены, имеющих достаточно высокую температуру, и отраженного потока в силу того, что коэффициент теплового излучения поверхности стен и наружного загрязнения меньше единицы:

$$q_{\text{эф}}=q_{\text{соб}}+q_{\text{отр}}=[a_{\text{н.з.с0}}T_{\text{н.з.}}^4 \cdot 10^{-11} + (1-a_{\text{н.з.}})q_{\text{пад}}]x + [a_{\text{обс0}}T_{\text{об.}}^4 \cdot 10^{-11} + (1-a_{\text{об.}})q_{\text{пад}}](1-x). \quad (20.2)$$

В формулах (20.1) и (20.2): $T_{\text{ф}}$, $T_{\text{н.з.}}$, $T_{\text{об.}}$ — соответственно температуры факела, наружного слоя загрязнений и обмуровки топки, К; $a_{\text{ф}}$, $a_{\text{н.з.}}$, $a_{\text{об.}}$ — коэффициент теплового излучения соответствующих тел; c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴); x — коэффициент, характеризующий долю излучения, падающего из факела непосредственно на экранную поверхность; конструктивно он выражает отношение луче-

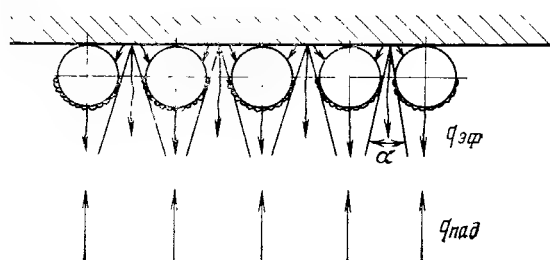


Рис. 20.1. Формирование эффективного теплового потока от экранной поверхности.

воспринимающей поверхности экрана к площади стены, занятой экраном.

Эффективное излучение тепловоспринимающих поверхностей имеет в топках большие значения и достигает 50—60% падающих тепловых потоков.

Разность между падающим и эффективным тепловыми потоками представляет *воспринятый экраном тепловой поток* излучения $q_{\text{л}}$, который передается рабочей среде:

$$q_{\text{л}}=q_{\text{пад}}-q_{\text{эф}}. \quad (20.3)$$

Отношение

$$\psi_{\text{э}}=q_{\text{л}}/q_{\text{пад}} \quad (20.4)$$

характеризует долю тепловосприимчивости настенных поверхностей. Величину $\psi_{\text{э}}$ называют *коэффициентом тепловой эффективности экрана*. Чем больше значение $\psi_{\text{э}}$, тем выше эффективность работы экранной поверхности, т. е. тем большую долю теплоты экран воспринимает. Значения $\psi_{\text{э}}$ по исследованиям топочных камер достаточно стабильны при сжигании однородных видов топлив и составляют: $\psi_{\text{э}}=0,4\div0,45$ — для твердых топлив, $0,5\div0,55$ — для мазутов и $0,65$ — для природных газов. При этом по высоте топочной камеры степень тепловой эффективности экранов неодинакова: она выше в зоне ядра факела и снижается к выходу из топки. Для ошпированных и футерованных огнеупорной массой экранов величина $\psi_{\text{э}}=0,2\div0,25$, а для подовых экранов, закрытых слоем шамотного кирпича, $\psi_{\text{э}}=0,1$. Характер изменения падающего, эффективного и воспринятого тепловых потоков по высоте топки показан на рис. 20.2.

Доля теплового потока, определяемая *угловым коэффициентом экрана x*. Из рис. 20.1 следует, что угловой коэффициент x нельзя принимать из чисто геометрических построений как отношение площади проекций труб на обмуровку стены к площади всей стены. Часть падающего теплового потока, воспринятого обмуровкой стены, затем переизлучается на тыльную поверхность труб экрана и также полезно воспринимается. Лишь небольшая до-

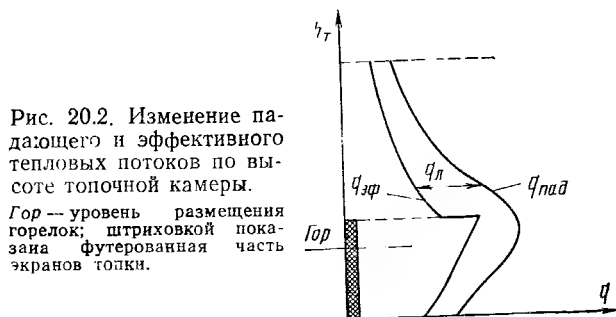


Рис. 20.2. Изменение падающего и эффективного тепловых потоков по высоте топочной камеры.

Гор — уровень размещения горелок; штриховкой показана футерованная часть экранов топки.

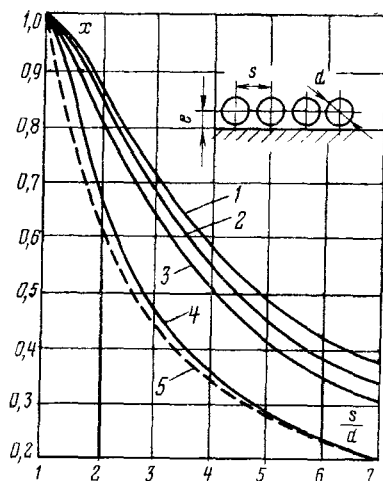


Рис. 20.3. Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана.

1 — для настенного экрана с учетом излучения обмуровки при отношении $e/d \geq 1,4$; 2, 3 — то же при e/d , равном 0,8 и 0,5; 4 — то же при $e=0$ (экран частично утоплен в обмуровку); 5 — для ряда фестонов или двухцветного экрана (без влияния излучения обмуровки).

для теплового потока от обмуровки в пределах угла видения факела $\angle \alpha$ излучается в топочный объем. Чем плотнее размещены трубы (меньше относительный шаг труб $\sigma_0 = s/d$), тем меньше $\angle \alpha$ и все большая доля теплового потока падает на экранную поверхность (рис. 20.3). При обычной плотности экранирования $\sigma_0 = 1,05 \div 1,1$ угловой коэффициент x составляет 0,97–0,99. Теоретически при плотном экранировании ($\sigma_0 = 1$) или для футерованного экрана $x=1$, т. е. весь тепловой поток падает на экранную поверхность.

Отношение

$$\xi = \frac{T_{\Phi}^4 - T_{н.з.}^4}{T_{\Phi}^4} = 1 - \left(\frac{T_{н.з.}^4}{T_{\Phi}^4} \right) \quad (20.5)$$

называют *условным коэффициентом загрязнения экранных труб*. Поскольку $T_{н.з.} > 0$, коэффициент $\xi < 1$ и тем меньше, чем выше $T_{н.з.}$, т. е. чем больше толщина или термическое сопротивление слоя отложений. Величина $T_{\Phi}^4 - T_{н.з.}^4$ определяет воспринятый тепловой поток, поэтому условный коэффициент загрязнения ξ характеризует долю лучистой теплоты, воспринятой рабочей средой в трубах, по сравнению с падающим на поверхность экрана тепловым потоком. Таким образом, коэффициент тепловой эффективности экрана ψ_0 связан с угловым коэффициентом x и условным коэффициентом загрязнения ξ зависимостью

$$\psi_0 = x\xi. \quad (20.6)$$

Коэффициент ξ несколько больше ψ_0 , так как не учитывает небольшой доли теплоты излучения на обмуровку стен топки.

При расчете топочных камер часто используют понятие *лучевоспринимающей поверхности экрана*

$$H_{\pi} = xF_{\text{ст}}, \quad (20.7)$$

где $F_{\text{ст}}$ — поверхность стен топки, занятая экраном, м^2 .

Лучевоспринимающая поверхность представляет собой сплошную плоскость, имеющую температуру, загрязнения и коэффициент теплового излучения, такие же, как экранные трубы. Как следует из (20.7), H_{π} несколько меньше поверхности стен, на которых расположены экранные трубы, но больше, чем сумма площадей проекций труб на стену.

Степень экранирования топки

$$\chi = H_{\pi} / F_{\text{ст}}, \quad (20.8)$$

где $F_{\text{ст}}$ — полная поверхность стен топки, м^2 .

В большинстве случаев все стены топки покрыты экранами, остаются неэкранированными только небольшие участки стен под амбразуры горелок, лазы, лючки. В этом случае степень экранирования $\chi = 0,95 \div 0,96$ и приближается к значению углового коэффициента x . В агрегатах малой мощности экранируют не все стены, и тогда χ заметно снижается.

20.2. ИЗЛУЧАТЕЛЬНАЯ СПОСОБНОСТЬ ФАКЕЛА

По интенсивности излучения в видимой области спектра различают *светящийся*, *полусветящийся* и *несветящийся факелы*. Такое деление является в известной мере условным, так как радиация — это поток лучистой энергии не только в видимой части спектра. Излучение светящегося и полусветящегося факелов определяется наличием твердых частиц (коксовых, сажи, золы) в потоке продуктов сгорания. Излучение несветящегося факела определяется излучением трехатомных газов (CO_2 , H_2O), находящихся в топочной камере. Их излучение носит селективный характер и в основном падает на область тепловых (инфракрасных) длин волн. Газообразные вещества обладают значительно меньшей удельной интенсивностью излучения при одинаковой температуре, чем твердые тела. Излучение объема топочной среды представляет собой сочетание в различных соотношениях излучений твердых частиц и газовой среды в зависимости от вида сжигаемого топлива.

Интенсивность излучения твердых частиц в факеле зависит от размеров частиц, индивидуальных свойств и от концентрации их в топочном объеме.

Коксовые частицы имеют размеры $\delta_k = 10 \div 250$ мкм. По удельной интенсивности излучения они приближаются к излучению абсолютно черного тела, но их концентрация в факеле невелика (менее $0,1 \text{ кг/м}^3$) и сосредоточена в основном вблизи горелок, поэтому их степень излучения на топочные экраны составляет 25–30% суммарного излучения топочной среды.

Золыстые частицы имеют такие же размеры, как коксовые, но при этом они заполняют весь топочный объем. Концентрация их в газовой среде зависит от зольности сжигаемого топлива. Общая степень их теплового излучения составляет 40–60% суммарного излучения в топке. При высокой температуре газовой среды степень излучения меньше, по мере охлаждения газов она возрастает.

Сажистые частицы образуются в большом количестве при сжигании мазута и природного газа. В ядре

факела они имеют высокую концентрацию и обладают высокой излучательной способностью [16].

Излучение трехатомных газов, заполняющих топочный объем, определяется их концентрацией и толщиной объема излучения. Коэффициент теплового излучения газовой среды выражается зависимостью, вытекающей из закона Бугера:

$$a_r = 1 - e^{-k_r p s}, \quad (20.9)$$

где k_r — коэффициент ослабления лучей газовой средой; p — суммарное парциальное давление трехатомных газов, МПа; s — эффективная толщина излучающего слоя, м, определяемая по [8].

Коэффициент теплового излучения газовой среды в топочных камерах $a_r = 0,4 \div 0,5$, а доля излучения от суммарного в топочной камере составляет примерно 20—30%. Для всех твердых топлив коэффициент излучения факела в топочной камере определяется из выражения

$$a_p = 1 - e^{-k_{тв} p s}, \quad (20.10)$$

где $k_{тв}$ — эффективный коэффициент ослабления лучей топочной средой; p — давление газов в топочной камере, МПа.

При сжигании угольной пыли почти весь объем топочной камеры заполнен светящимся факелом (рис. 20.4). Горение топлива растянуто почти на всю высоту топки, а наличие постоянной концентрации раскаленных золы частиц в объеме топки значительно выравнивает светимость факела по высоте. Коэффициент ослабления лучей топочной средой рассчитывается по формуле

$$k_{тв} = k_{rп} + k_{зл} \mu_{зл} + k_{кк}, \quad (20.11)$$

где $r_{п} = r_{O_2} + r_{H_2O}$ — суммарная объемная доля трехатомных газов; $k_{зл}$ — эффективный коэффициент ослабления лучей золовыми частицами; $\mu_{зл}$ — безразмерная концентрация золы в дымовых газах; $k_{кк}$ — эффективный коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами; κ — коэффициент, учитывающий род сжигаемого топлива (низкорекреационное или высокорекреационное).

Факел твердых топлив относится к типу полусветящихся.

В газомазутных топочных камерах излучение факела сильно изменяется по высоте топки (рис. 20.4). Интенсивное излучение сажистых частиц сосредоточено

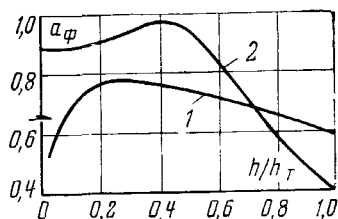


Рис. 20.4. Изменение коэффициента излучения факела по высоте топки.
1 — при сжигании угольной пыли; 2 — при сжигании мазута.

в зоне, занятой ядром факела, далее излучение быстро снижается. Поэтому в практических расчетах при определении коэффициента теплового излучения факела a_{ϕ} условно разбивают факел на две части — светящуюся и несветящуюся:

$$a_{\phi} = m a_{св} + (1 - m) a_r, \quad (20.12)$$

где $a_{св}$ — коэффициент теплового излучения светящейся части пламени, которая определяется по формуле (20.10), где вместо $k_{тв}$ подставляют $k_{св}$; a_r — то же для несветящейся газовой среды, определяется по формуле (20.9); m — коэффициент усреднения, определяемый долей объема, занятого ядром факела.

Коэффициент усреднения при сжигании природного газа составляет $m = 0,1$, а для мазута $m = 0,55$. При сжигании твердого топлива, учитывая растянутасть его горения по высоте топки и относительное выравнивание светимости факела, считают коэффициент $m = 1$.

Излучение светящейся части факела определяется в основном горящими сажистыми частицами и дополнительно высокотемпературными трехатомными газами. Эффективный коэффициент ослабления лучей в светящейся части факела

$$k_{св} = k_c + k_{гп}, \quad (20.13)$$

где k_c — коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами.

Интенсивность излучения ядра факела при сжигании мазута в 2—3 раза выше, чем ядра факела твердого топлива, и даже с учетом коэффициента усреднения $m = 0,55$ тепловосприятие экранов мазутной топочной камеры выше, что отмечалось ранее (см. § 8.1). Это приводит к тому, что при переводе пылеугольных топочных камер на сжигание мазута заметно снижается температура газов на выходе из топки. При сжигании природного газа тепловосприятие экранов определяется в основном излучением несветящихся трехатомных газов, обладающих меньшей интенсивностью, и при меньшей загрязненности экранов топочной камеры их тепловосприятие близко к тому же значению, что и при сжигании твердого топлива.

Коэффициент теплового излучения топочной камеры a_t как приведенный коэффициент поглощения определяется коэффициентом теплового излучения факела a_{ϕ} и тепловой эффективностью настенных экранов ψ_s :

$$a_t = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{a_{\phi}} - 1 \right) \psi_s}. \quad (20.14)$$

Увеличение a_{ϕ} ведет к повышению теплового излучения топки. Рост тепловой эффективности экранов ψ_s характеризует увеличение их тепловосприятия и, следовательно, снижение эффективного излучения в объеме топки, что в итоге снижает тепловое излучение топки и величину падающего на экран теплового потока. При этом средний воспринятый экранной поверхностью тепловой поток, кВт/м²,

$$q_d = c_0 a_t \psi_s \left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 \cdot 10^{-3}, \quad (20.15)$$

несколько возрастает за счет относительно большего изменения коэффициента ψ_s . В формуле (20.15) T_{ϕ} — средняя эффективная температура газовой среды в топочной камере, К.

20.3. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА ИЗЛУЧЕНИЕМ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

Передача теплоты от факела к расположенным на стенах топочной камеры поверхностям нагрева представляют собой наиболее сложный случай теплообмена. Здесь процесс теплообмена идет параллельно с горением топлива, создающим в излучающей среде внутренние источники теплоты. Уровень температур газов в сечениях по высоте топки определяется соотношением интенсивности тепловыделения и теплоотвода, при этом меняются также тепловые характеристики наружного загрязнения экранных труб.

В начальном периоде после воспламенения интенсивное горение топлива обеспечивает рост температуры газовой среды. Одновременно с этим нарастает поток тепловой энергии к экранам. На некотором удалении от горелок температура достигает максимума, которому соответствует равенство между тепловыделением и теплоотводом. В дальнейшем тепловыделение быстро падает и становится меньше уровня теплоотвода, в результате чего температура газов монотонно снижается. Темп снижения температуры зависит от уровня максимума температуры в ядре факела, наличия или отсутствия догорания топлива в верхней части топки, степени загрязнения экранов.

Советскими учеными создан метод расчета теплообмена в топке, основанный на совместном использовании результатов аналитического и эмпирического исследований [8]. Этот метод исходит из возможности применения теории подобия, удовлетворительно описывающей основные тепловые показатели работы топочной камеры и их связь с конструктивными характеристиками топок.

В основу теплового расчета положена полуэмпирическая формула НПО ЦКТИ (А. М. Гурвич), записанная в безразмерном виде:

$$\theta''_T = \frac{Bo^{0,6}}{Bo^{0,6} + Ma_T^{0,6}}, \quad (20.16)$$

связывающая безразмерную температуру газов на выходе из топки θ''_T с числом Больцмана Bo , характеризующим отношение тепловыделения при горении топлива к максимальной интенсивности теплоотвода к поверхности настенных экранов. Учитывается также характер температурного поля в объеме топочной камеры, выраженный через коэффициент M . Безразмерная температура газов

$$\theta''_T = T''_T / T_a \quad (20.17)$$

есть отношение температуры газов на выходе из топки T''_T , К, к адиабатической температу-

ре горения T_a , К. Она всегда меньше единицы и характеризует степень снижения температуры газов в топочном объеме за счет теплообмена.

Число Больцмана в формуле (20.16) в зависимости от способа задания исходных величин определяется по следующим формулам:

$$Bo = \frac{\varphi B_p V_T c_T}{c_0 \psi_3 F_{CT} T_a^3}; \quad (20.18a)$$

$$Bo = \frac{B_p Q_L}{c_0 \psi_3 F_{CT} T_a^3} \frac{1}{1 - \theta''_T}. \quad (20.18б)$$

Рассмотрим более подробно методику теплового расчета и роль входящих в формулы (20.16)—(20.18) показателей.

Основными тепловыми характеристиками топки являются *полезное тепловыделение* Q_T и *энтальпия* газов на выходе из топки I''_T . Полезное тепловыделение в топке складывается из располагаемой теплоты сжигаемого топлива Q_p с учетом потерь в пределах топочной камеры (q_3, q_4, q_6), из теплоты, вносимой в топку горячим и холодным (присосанным) воздухом $Q_v = Q_{г.в} + Q_{х.в}$, а также из теплоты части дымовых газов, возвращаемых из конвективной шахты котла в топку (газы рециркуляции) Q_{rc} :

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + (Q_v - Q_{в.внш}) + Q_{rc}. \quad (20.19)$$

Количество теплоты $Q_{г.в}$ рассчитывается по температуре горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя. При предварительном подогреве воздуха перед входом в воздухоподогреватель за счет внешнего источника теплоты (например, пара из отбора турбины) значение Q_v должно быть уменьшено на значение этого подогрева $Q_{в.внш}$, поскольку эта теплота входит в значение Q_p (см. § 7.2).

Энтальпия газов на выходе из топочной камеры I''_T определяется с помощью I , Φ -диаграммы или таблицы по заранее выбранной температуре газов θ''_T (см. § 8.1).

Если бы все полезное тепловыделение в топке Q_T можно было полностью передать образующимся продуктам сгорания, т. е. исключить теплообмен с поверхностями нагрева (адиабатные условия), то мы получили бы максимально возможную (теоретическую) температуру сгорания, которая чаще называется *адиабатической температурой горения* топлива:

$$\theta_a = \frac{Q_T}{(Vc)_{op}}, \quad (20.20)$$

где $(Vc)_{cp} = Q_T / \theta_a$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температур $0 - \theta_a$, кДж/(кг·К). Как видно, нахождение адиабатической тем-

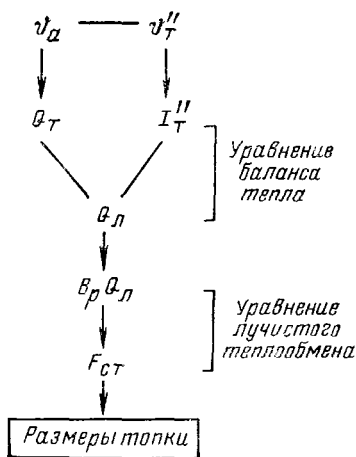


Рис. 20.5. Последовательность выполнения конструктивного теплового расчета топки.

температуры требует предварительной ее оценки. Значение адиабатической температуры газов зависит от вида топлива (его теплоты сгорания) и избытка воздуха и составляет 1700—1850°C для бурых углей и торфа и 1850—2100°C для каменных углей, антрацитов, мазута и природного газа.

Характерными температурами топочной камеры являются адиабатическая температура и температура газов на выходе из топки. Они представляют собой опорные температуры при расчете теплообмена в топке. Последовательность конструктивного расчета топочной камеры можно представить в следующем виде (рис. 20.5): на основе определения значений Q_T и I''_T находят теплоту, переданную излучением в топке Q_L , кДж/кг, а затем, используя закон лучистого теплообмена, устанавливают величину поверхности топки с настенными экранами $F_{ст}$, которая воспринимает общее количество теплоты $B_p Q_L$ при заданных температурных условиях (ϑ_a и ϑ''_T) и степени тепловой эффективности экранов. В заключение определяются конкретные размеры топочной камеры, на стенах которой должны быть размещены экранные поверхности.

Таким образом, расчет теплообмена в топке основан на составлении двух основных уравнений:

уравнения теплового баланса

$$Q_L = \varphi(Q_T - I''_T) = \varphi(Vc)_T(\vartheta_a - \vartheta''_T); \quad (20.21)$$

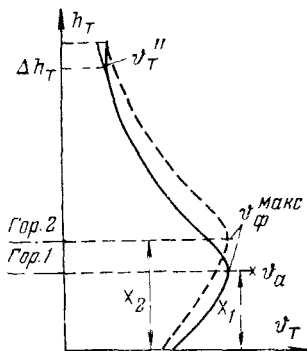
уравнения лучистого теплообмена

$$B_p Q_L = c_0 a_T x F_{ст} (T_{ф}^4 - T_{н.з.}^4) \cdot 10^{-11}, \quad (20.22)$$

где $T_{н.з.}$ — температура поверхности наружно-загрязнения экранов, К; φ — коэффициент сохранения теплоты (см. § 6.2); $(Vc)_T$ —

Рис. 20.6. Поле температур газов по высоте топочной камеры.

Гор 1, Гор 2 — уровни расположения горелок в топочной камере; X_1, X_2 — высота расположения горелок.



усредненная теплоемкость газов в интервале температур ($\vartheta_a - \vartheta''_T$), кДж/(кг·К). Уравнение (20.22) можно несколько преобразовать:

$$B_p Q_L = c_0 a_T x F_{ст} T_{ф}^4 \left(1 - \frac{T_{н.з.}^4}{T_{ф}^4}\right) \cdot 10^{-11}. \quad (20.23)$$

Выражение в скобках — условный коэффициент загрязнения экранов ξ ; тогда окончательно, имея в виду, что $\varphi = x\xi$, получим:

$$B_p Q_L = c_0 a_T \varphi F_{ст} T_{ф}^4 \cdot 10^{-11}, \quad (20.24)$$

и расчетная поверхность стен топочной камеры составит:

$$F_{ст} = \frac{10^{11} B_p Q_L}{c_0 a_T \varphi T_{ф}^4}. \quad (20.25)$$

Точность конструктивного расчета топочной камеры существенно зависит от правильного усреднения расчетной эффективной температуры газов в топке $T_{ф}$. Действительное поле температуры газов по высоте топочной камеры имеет сложный характер (рис. 20.6). Это изменение температуры факела удовлетворительно описывается трехпараметрической формулой

$$T = T_a \sqrt[4]{A X^t e^{-pX}}, \quad (20.26)$$

охватывающей все многообразие температурных полей в топках паровых котлов. В этой формуле A, t, p — параметры температурного поля в топке; T и T_a — текущая и адиабатическая температуры газов, К; X — относительная высота расположения зоны факела с максимальной температурой горения, взятая по отношению к расчетной высоте топки. Решение уравнения (20.26) довольно сложно и приводится в специальной литературе, например [16].

Трудности, связанные с математическим описанием температурных полей в топках, привели в инженерных расчетах к поискам полуэмпирических решений для определения $T_{ф}$, основанных на использовании двух характерных температур топочной камеры T''_T и T_a . Наиболее удачной в этом отношении оказалась формула, предложенная Г. Л. Поляком и С. Н. Шориним и записанная в виде зависимости безразмерных относительных температур газов

$$\theta_{ф} = \sqrt[4]{m (\vartheta''_T)^n}. \quad (20.27)$$

Здесь $\theta_{ф} = T_{ф}/T_a$ — безразмерная средняя эффективная температура газов; m и n — эмпирические коэффициенты, зависящие от условий горения и охлаждения газов в топке.

После подстановки выражений безразмерных температур газов запишем уравнение (20.27) в следующем виде:

$$T_{ф}^4 = m T_a^4 (1 - n) (T''_T)^{4n}. \quad (20.28)$$

Данные многочисленных экспериментальных исследований теплообмена в топочных камерах показали, что коэффициент m , характеризующий подобие температурных полей в топках при разных условиях сжигания топ-

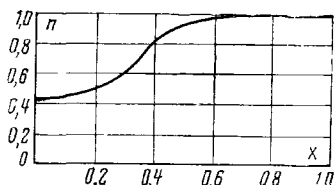


Рис. 20.7. Изменение показателя степени n в зависимости от относительного местоположения максимума температур газов в топке X .

лива, слабо зависит от условий работы топок, но связан с коэффициентом n . Он близок к единице и для принятого значения n является постоянным. Показатель степени n является функцией относительного местоположения максимума температур газов в топке (рис. 20.7). Наиболее характерные значения X для топок паровых котлов ($X=0,15-0,30$) находятся как раз в области сильной зависимости $n=f(X)$. В связи с этим методика расчета теплообмена в топочных камерах раз в несколько лет подвергается уточнению при внедрении новых типов паровых котлов.

Для расчета теплообмена в небольших по размерам топках и в камерах сгорания двухкамерных и полуоткрытых топок котлов большой мощности принимают $n=0,5$. Тогда средняя расчетная температура газов определяется по формуле

$$T_{\phi} = 0,925 \sqrt{T_a T''_T} \quad (20.29)$$

При расчете открытых однокамерных топок паровых котлов электростанций принимают $n=2/3$ и $m=1$, что соответствует $X=0,33$. Однако при более низком расположении горелок в топке, а следовательно, и зоны максимальной температуры газов (рис. 20.6) температура газов на выходе из топки с заданной конструкцией будет ниже, а при расчете до ранее принятой T''_T высота топки должна быть уменьшена.

Для учета отклонения уровня расположения максимума температур факела в действительных условиях в расчетную формулу (20.25) дополнительно вводят параметр температурного поля топки

$$M = A - BX,$$

где A и B — эмпирические коэффициенты, различные при сжигании разных видов топлив.

Относительное местоположение зоны максимума температур в топке X в большинстве случаев совпадает по высоте с уровнем расположения горелок X_r , так как при их горизонтальной установке максимум температуры ядра факела находится на горизонтальном участке развития факела. Во всех случаях затягивания горения или задержки воспламенения (прямоточные горелки, многоярусные горелки) к X_r добавляется поправка ΔX , фиксирующая более высокий уровень действительного расположения ядра факела, тогда $X = X_r + \Delta X$.

В итоге расчетная формула для определения поверхности стен топочной камеры при конструктивном расчете имеет следующий окончательный вид:

$$F_{ст} = \frac{10^{11} B_p Q_{л}}{c_0 a_T \Phi_3 M T''_T T_a^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T''_T} - 1 \right)^2} \quad (20.30)$$

При выполнении поверочного расчета теплообмена в топочной камере заданных размеров также пользуются безразмерной формулой (20.16), которая после преобразований приводится к следующему виду:

$$\Phi''_T = \frac{T_a}{1 + M \left(\frac{a_T}{Bo} \right)^{0,6}} - 273. \quad (20.31)$$

Доля теплоты, воспринимаемой поверхностями нагрева топочной камеры за счет излучения, по отношению к полезному тепловыделению в топке называется *коэффициентом прямой отдачи топки*:

$$\mu_T = Q_{л} / Q_T. \quad (20.32)$$

Раскрыв величину $Q_{л}$ из (20.21), получим:

$$\mu_T = \varphi \left(1 - \frac{T''_T}{T_a} \right). \quad (20.33)$$

Прямая отдача теплоты к поверхностям топки составляет около половины Q_T . Она более высока при сжигании сухих твердых топлив, а также газа и мазута, обладающих высокой температурой горения ($\mu_T = 0,45-0,55$), ниже для влажных бурых углей ($\mu_T = 0,38-0,45$), а для сильновлажных топлив с $W^p > 7$ прямая отдача может быть менее 0,35. Во всех случаях μ_T снижается с увеличением Φ''_T , как это следует из (20.33).

Позонный расчет топки. Общий тепловой расчет позволяет установить только среднее тепловосприятие стенок топки. Часто, особенно для прямоточных котлов, важно знать тепловосприятие в отдельных зонах топки для оценки температурного режима труб (например, НРЧ, СРЧ, ВРЧ). Для этого используют методику позонного расчета. Для выполнения такого расчета топка условно разбивается по высоте на несколько (четыре — шесть) зон. Первой является зона максимального тепловыделения (зона расположения горелок), остальная часть топки разбивается на зоны, каждая высотой 3—6 м.

Тепловой расчет зон состоит в определении температур газов на выходе из каждой зоны, на основании которых определяют затем тепловые потоки в зоне. При расчете зоны максимального тепловыделения исходят из составления теплового баланса зоны и определения теплоты газов на выходе из зоны:

$$Q''_1 = B_p (Vc)'' \Phi''_1 = B_p (\beta_{сг} Q_{pн} + Q_{тл} + Q_{в} + Q_{рп} - Q_0) - B_p Q_{л1}, \quad (20.34)$$

где $\beta_{сг} = 0,92-0,98$ — степень выгорания топлива в зоне; $Q_{л1}$ — воспринятая теплота излучения газовой среды экранами, а также верхним и нижним сечениями, ограничивающими зону.

Расчет $B_p Q_{л1}$ производят по формуле (20.22), где $T_{\phi 1}$ предварительно принимают с последующим уточнением. Из уравнения (20.34) определяют температуру газов на выходе из зоны Φ''_1 .

Во второй и последующих зонах также находят температуру газов на выходе с учетом дополнительной теплоты догорания топлива в зоне $\Delta \beta_{сг} Q_{pн}$ и отдачи теплоты экранам топки за счет излучения. На основании проведенного расчета по всем зонам строят график

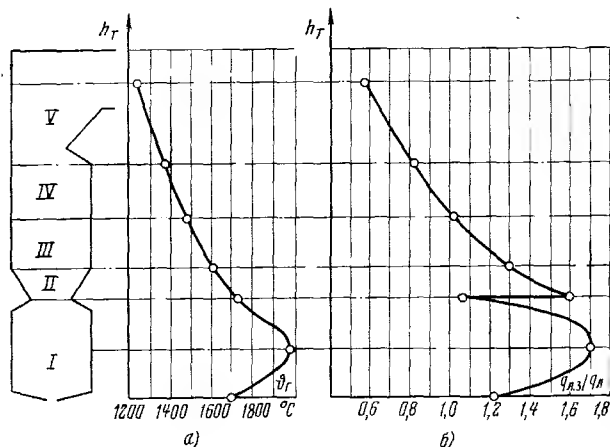


Рис. 20.8. Графики результатов позонного расчета топочной камеры.

a — изменение температуры газов по высоте топочной камеры; *b* — изменение относительных величин воспринятых тепловых потоков.

изменения температуры газов по высоте топки (рис. 20.8, *a*). По данным температурного режима зон топки находят воспринятые радиационные тепловые потоки в каждой зоне $q_{л.з}$ [по формуле (20.15)]. Отношение $q_{л.з}$ к среднему воспринятому тепловому потоку для всей топки в целом $q_{л.}$ (рис. 20.8, *b*) называют коэффициентом распределения тепловосприятия по высоте топки

$$\eta_{л.з} = q_{л.з}/q_{л.} \quad (20.35)$$

20.4. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ГАЗОХОДАХ КОТЛА

Поверхности нагрева, расположенные непосредственно за пределами топочной камеры, омываются высокотемпературными газами и воспринимают значительную часть теплоты за счет лучистого теплообмена. Наибольшей долей лучистого тепловосприятия обладают полурадационные поверхности: ширмовый пароперегреватель и фестон, расположенные на выходе из топочной камеры и воспринимающие большую долю теплоты прямого излучения из ядра факела.

Лучистую теплоту, получаемую ширмами из топки $Q_{л.ш.}$, определяют как разность между лучистым тепловым потоком на входе в ширмы и потоком переизлучения на последующие поверхности нагрева:

$$Q_{л.ш.} = Q_{л.вх} - Q_{л.вых.} \quad (20.36)$$

Лучистый тепловой поток из топки, воспринятый плоскостью входного сечения ширм, определяют по результатам теплового расчета топки:

$$Q_{л.вх} = \beta \eta_{л.з} \frac{H'_{л.ш.}}{B_p}, \quad (20.37)$$

где β — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топочной средой и газами в межширмовых объемах; $\beta = 0,6 \div 1,0$ для различных видов топлив и температур

газов на выходе из топки; $H'_{л.ш.}$ — лучевоспринимающая поверхность входного сечения ширм из топки, m^2 .

Тепловой поток на выходе из ширм $Q_{л.вых.}$, kJ/kg , складывается из радиационного потока, прошедшего из топки через ширмы (теплота переизлучения), и собственного излучения газового объема в ширмах на последующие поверхности нагрева:

$$Q_{л.вых.} = Q_{л.вх.} (1 - a) \frac{\varphi_{ш.}}{\beta} + Q''_{л.ш.}, \quad (20.38)$$

где a — коэффициент теплового излучения газов в зоне ширм; $\varphi_{ш.}$ — угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм, определяемый геометрическими характеристиками ширм (расстоянием между ширмами и глубиной ширм); $Q''_{л.ш.}$ — излучение газов из зоны ширм на последующую поверхность нагрева, которое определяют по законам лучистого теплообмена.

Тепловосприятие ширм от газового потока определяется коэффициентом теплоотдачи α_l , $kJ/(m^2 \cdot K)$, который учитывает лучистый и конвективный теплообмен в ширме:

$$\alpha_l = \xi (\alpha_{л.} + \alpha_{к.}), \quad (20.39)$$

где ξ — коэффициент использования, учитывающий неравномерность омывания ширм газами.

Прямое излучение из топки в область ширм повышает температуру наружного загрязнения передних рядов труб ширмы и снижает тепловосприятие от омывающего эти трубы газового потока. Это обстоятельство учитывается при расчете коэффициента теплопередачи в ширмах $k_{ш.}$ введением в знаменатель сомножителя $(1 + Q_{л.ш.}/Q_{ш.})$. В результате формула для определения $k_{ш.}$ имеет вид:

$$k_{ш.} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + (1 + Q_{л.ш.}/Q_{ш.}) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right)}, \quad (20.40)$$

где $Q_{ш.}$ — полное тепловосприятие ширм за счет конвективного теплообмена и межтрубно-го излучения газов в зоне ширм.

Для остальных поверхностей нагрева лучистый теплообмен определяется только *межтрубным излучением* без учета прямого излучения из топки. Излучательная способность газов определяется их температурой, интенсивностью теплового излучения газового объема, его размерами, а также температурой и коэффициентом теплового излучения наружного загрязнения поверхности нагрева. Коэффициент теплоотдачи излучением в конвективной поверхности нагрева

$$\alpha_{л.} = \frac{q_{л.}}{T_r - T_{н.з.}}, \quad (20.41)$$

где T_r — средняя температура газов в поверх-

ности, K ; $T_{н.з}$ — температура наружного загрязнения труб поверхности, K .

Лучистый тепловой поток, воспринятый единицей поверхности нагрева в конвективном газоходе, определяется уравнением

$$q_{л} = c_0 a_{г} \frac{a_{н.з} + 1}{2} (T_{г} - T_{н.з}) \cdot 10^{-11}, \quad (20.42)$$

где $a_{г}$, $a_{н.з}$ — соответственно коэффициенты теплового излучения газовой среды и наружного загрязнения поверхности нагрева (последняя принимается $a_{н.з} = 0,8$). Показатель степени $n=4$ для запыленного потока (при учете излучения золы частиц) и $n=3,6$ для чистого газового потока (при сжигании природного газа и мазута). Температуру загрязненной стенки поверхности пароперегревателей определяют по формуле

$$T_{н.з} = T_{р.с} + (\epsilon + 1/\alpha_2) \frac{B_p Q}{H}, \quad (20.43)$$

где $T_{р.с}$ — температура рабочей среды (пара), K ; Q — полное тепловосприятие поверхности нагрева с учетом межтрубного излучения, $кДж/кг$.

Как видно, определение температуры $T_{н.з}$ требует знания искомой величины — межтрубного излучения. Поэтому решение в этом случае находят последовательным приближением. В остальных поверхностях нагрева, расположенных в области более низких температур газов и тепловых потоков, разница между $T_{н.з}$ и $T_{р.с}$ уменьшается. В этом случае допускается определение $T_{н.з}$ по формуле

$$T_{н.з} = T_{р.с} + \Delta t, \quad (20.44)$$

в которой значения Δt задаются нормами расчета для различных видов поверхностей нагрева и температурных зон.

Коэффициент теплового излучения газовой среды в общем случае выражается зависимостью Бугера:

$$\alpha_{г} = 1 - e^{-kps}, \quad (20.45)$$

где произведение kps называется суммарной оптической толщиной продуктов сгорания (см. также § 20.2).

Коэффициент ослабления лучей газовой средой при сжигании твердых топлив определяют с учетом концентрации летучей золы по формуле

$$k = (k_{г.п} + k_{зл} \mu_{зл}). \quad (20.46)$$

Для незапыленного потока второе слагаемое равно нулю. В конвективном трубном пакете толщина межтрубного излучающего слоя s зависит от относительных шагов труб s_1/d и s_2/d [8] и составляет 0,1—0,2 м, что в 20—50 раз меньше аналогичной величины в топочной камере. Поэтому теплообмен излучением в конвективных пакетах (с учетом снижения температуры газов в газоходах) на два—три порядка ниже, чем в топочной камере. При температуре газов ниже 400°C излучение в плотных пучках труб можно не учитывать.

Более заметной интенсивностью излучения обладают газовые объемы, расположенные перед конвективными пакетами, за счет увеличения эффективной толщины излучающего слоя. В этом случае для пакета, расположенного за газовым объемом по ходу газов, коэффициент теплоотдачи излучением принимают выше, чем по

расчету межтрубного излучения, и определяют по формуле

$$\alpha'_{л} = \alpha_{л} \left[1 + A \left(\frac{T_{г}}{1000} \right)^{0,25} \left(\frac{l_{об}}{l_{п}} \right)^{0,07} \right], \quad (20.47)$$

где $\alpha_{л}$ — коэффициент теплоотдачи, определенный по законам межтрубного излучения; A — коэффициент, зависящий от вида сжигаемого топлива; $l_{об}$, $l_{п}$ — глубина (по ходу газов) газового объема и трубного пакета поверхности нагрева, м; $T_{г}$ — температура газов в объеме перед пакетом, K .

Теплота, переданная излучением из газового объема на трубный пучок, расположенный до него, незначительна, так как температура газов в объеме ниже, чем средняя в пучке. Поэтому такое излучение не учитывается.

20.5. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ГАЗОХОДАХ КОТЛА

К конвективным относятся поверхности нагрева, расположенные в горизонтальном газоходе за полурadiaционными поверхностями ширм или фестона, и все поверхности нагрева в конвективной шахте котла. Они размещены в зоне относительно низких температур газов, где эффективность лучистого теплообмена быстро снижается. В интересах развития конвективного тепловосприятия здесь идут на повышение скорости газового потока, создание змеевиковых трубных пучков с тесным расположением труб и обеспечение поперечного омывания труб газовым потоком. Теплонапряжение конвективных поверхностей по ходу газов снижается от 40 $кВт/м^2$ в пароперегревателях до 1—2 $кВт/м^2$ в воздухоподогревателях. Только в воздухоподогревателях регенеративного типа наблюдается продольное омывание теплопередающей пластинчатой поверхности с газовой и воздушной сторон, что снижает интенсивность теплообмена единицы гладкой поверхности нагрева в 3—4 раза по сравнению со змеевиковыми пакетами. Интенсификацию теплообмена обеспечивают различными методами (см. гл. 19). Основными уравнениями теплообмена являются:

уравнение теплопередачи

$$Q_{г} = \frac{k \Delta t H}{B_p}; \quad (20.48)$$

уравнение теплового баланса по газовой стороне

$$Q_{г} = \phi (I'_{г} - I''_{г} + \Delta \alpha I_{прс}); \quad (20.49)$$

уравнение тепловосприятия рабочей среды

$$Q_{г}^{р.с} = \frac{D}{B_p} (i'' - i'). \quad (20.50)$$

При этом должно выполняться условие: $Q_{г} = Q_{г}^{р.с} = Q_{г}^{п.с}$, $кДж/кг$.

В уравнениях (20.48)—(20.50) H — поверхность нагрева элемента, $м^2$; k — коэффициент теплопередачи, $кВт/(м^2 \cdot K)$; Δt — расчетный

температурный напор, К; B_p — расчетный расход топлива, кг/с; D — расход рабочей среды, кг/с; I'_r, I''_r — энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе из поверхности, кДж/кг; $I^0_{прс}$ — энтальпия присосанного извне воздуха, кДж/кг; $\Delta\alpha$ — относительный присос воздуха в газоход; i'', i' — энтальпии рабочей среды на выходе и входе в поверхность, кДж/кг.

Тепловосприятие воздухоподогревателя по рабочей среде — воздуху — вместо (20.50) определяют по формуле

$$Q_{в6} = (\beta_{в} - 0,5\Delta\alpha_{вп}) (I^0_{г.в} - I^0_{х.в}), \quad (20.51)$$

где $\beta_{в}$ — относительный избыток воздуха на входе в воздухоподогреватель; $I^0_{г.в}, I^0_{х.в}$ — энтальпии теоретического объема воздуха, взятые при температуре горячего и холодного воздуха, кДж/кг.

При конструктивном расчете поверхности нагрева H определяют из уравнения (20.48). Тепловосприятие данной поверхности по рабочей среде в этом случае известно, тогда из уравнения (20.49) находят энтальпию и температуру газов за поверхностью, а затем температурный напор Δt и коэффициент теплопередачи в поверхности.

При выполнении *поверочного теплового расчета* определению подлежит тепловосприятие поверхности по (20.48). Для расчета значений Δt и k приходится предварительно задаваться тепловосприятием поверхности Q_6 и потом уточнять расчет, поскольку заданное и полученное из (20.48) тепловосприятия не должны отличаться более чем на 2%.

В поверхностях нагрева котла передача теплоты происходит через многослойную цилиндрическую стенку — металлическую трубу с наружными и внутренними загрязнениями. Для определения коэффициента теплопередачи обычно используют формулу для плоской многослойной стенки. При относительно больших диаметрах труб это не вносит заметной погрешности в расчет и вместе с тем значительно упрощает решение.

Коэффициент теплопередачи для многослойной плоской стенки, Вт/(м²·К),

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_3/\lambda_3 + \delta_m/\lambda_m + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_2}, \quad (20.52)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде; $\delta_m, \delta_3, \delta_n$ — соответственно толщина металлической стенки, наружных загрязнений и внутренних отложений (накипи); $\lambda_m, \lambda_3, \lambda_n$ — соответствующие коэффициенты теплопроводности металла, наружных загрязнений и внутренних отложений.

Отношения $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$ представляют собой термическое сопротивление теплообмену на внешней и внутренней сторонах поверхности. При расчете поверхностей, внутри которых протекает вода, пароводяная смесь или перегретый пар сверхкритического давления, коэффициент теплоотдачи α_2 значительно (на два-три порядка) превосходит коэффициент α_1 , тогда термическим сопротивлением на внутренней стороне поверхности $1/\alpha_2$ можно пренебречь, поскольку $1/\alpha_1 \gg 1/\alpha_2$. То же самое относится и к термическому сопротивлению металлической стенки $\delta_m/\lambda_m \ll 1/\alpha_1$.

При нормальной эксплуатации котла отложения накипи на внутренней поверхности труб не должны достигать размера, вызывающего существенное повышение термического сопротивления, поэтому в тепловом расчете термическое сопротивление накипи не учитывают ($\delta_n/\lambda_n \approx 0$).

Термическим сопротивлением наружных отложений $\varepsilon = \delta_3/\lambda_3$ (зола, шлаки, сажевые отложения, продукты коррозии) нельзя пренебрегать, несмотря на то, что в эксплуатации принимают меры к периодическому их удалению (см. § 16.1).

Из-за отсутствия в ряде случаев конкретных данных по указанным зависимостям и в сложных условиях омыывания применяют, кроме ε , коэффициент эффективности поверхности Ψ , определяемый из теплового баланса поверхности в целом.

Коэффициент теплопередачи определяют как среднее значение для всей рассчитываемой поверхности нагрева по средней скорости газов. Неполноту и неравномерность омыывания поверхности нагрева газовым потоком учитывают коэффициентом использования ξ . С учетом изложенного формулу (20.52) можно записать для змеевиковых поверхностей в виде

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \varepsilon + 1/\alpha_2}, \quad (20.53a)$$

а для воздухоподогревателей

$$k = \frac{\xi}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2}. \quad (20.53b)$$

Применительно к наиболее распространенным конструкциям поверхностей нагрева паровых котлов взаимное движение греющей и нагреваемой сред показано на схеме рис. 20.9. Температурный напор, т. е. среднюю по всей поверхности нагрева разность температур между греющей и нагреваемой средами, для прямотока, противотока и многократно перекрестного тока (с числом ходов среды более четырех) определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \Delta t_6 / \Delta t_m}, \quad (20.54a)$$

где $\Delta t_6, \Delta t_m$ — разность температур обеих сред на том конце поверхности нагрева, где она соответственно больше или меньше, °С.

При отношении $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 1,7$ с достаточной для практических расчетов точностью температурный напор можно определять как среднеарифметическое значение.

Как показано на рис. 20.9, в поверхностях нагрева котлов преобладает *многократно перекрестное движение* сред. При числе ходов одной из сред менее четырех, а также для смешанного тока теплообмен в поверхности будет несколько ниже, чем это имеет место при чисто противоточном движении сред, что учитывается поправочным коэффициентом Ψ к температурному напору, определенному по схеме противотока

$$\Delta t = \Psi \Delta t_{прт}. \quad (20.54b)$$

Коэффициент Ψ определяется по графикам [8] применительно к схеме взаимного движения обеих сред.

В схемах с *параллельно- и последовательно-смешанным током* сред можно вести расчет каждого из ходов

отдельно, и определять средний температурный напор для всей поверхности:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_1 H_1 + \Delta t_2 H_2}{H_1 + H_2}, \quad (20.55)$$

где $H_{1,2}$ и $\Delta t_{1,2}$ — соответственно поверхности нагрева, м^2 , и температурные напоры участков, $^{\circ}\text{C}$.

Такой же подход применяют в случае значительного изменения теплоемкости одной из сред в пределах рассчитываемой поверхности, например при изменении ее агрегатного состояния (кипящий экономайзер). В этом случае определяют отдельно тепловосприятие каждой части поверхности Q_1 и Q_2 с однофазной и двухфазной средой, определяют для этих участков температурные напоры $\Delta t_{1,2}$, а затем усредняют по всей поверхности.

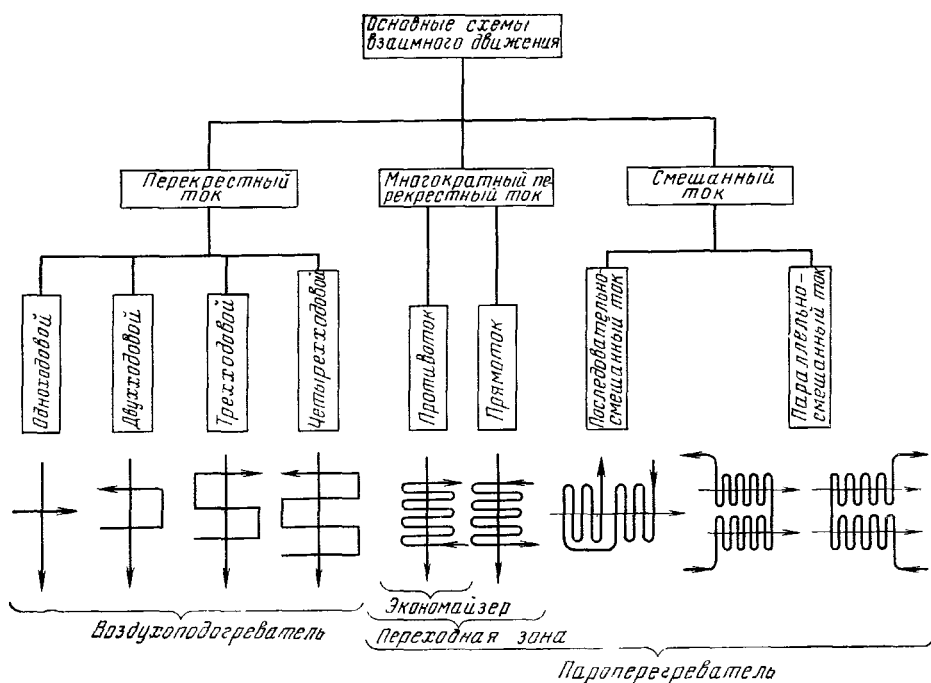


Рис. 20.9. Основные схемы взаимного движения греющей и нагреваемой сред в конвективных элементах котла.

20.6. ВЫБОР СКОРОСТЕЙ ГАЗОВ И РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Наивыгоднейшей скоростью газов является такая, при которой получаются наименьшие расходы на сооружение и эксплуатацию данной поверхности нагрева. С повышением скорости газов увеличивается коэффициент теплопередачи, поэтому размер и стоимость поверхности снижаются. Уменьшение размеров поверхности нагрева приводит к снижению гидравлического сопротивления при движении рабочей среды внутри труб (пара, воды, пароводяной смеси), что дает выигрыш в мощности питательных насосов (при расчете перегревателей и экономайзеров) и повышение мощности турбины (при сокращении сопротивления промежуточного перегревателя). С другой стороны, растут расходы энергии на преодоление увеличившихся сопротивлений газового тракта.

Нахождение *оптимальной скорости газов* выполняют по методике технико-экономических расчетов в энергетике. Наиболее экономичным вариантом будет тот, для которого расчетные затраты Z , руб/год, будут минимальными:

$$Z = C + p_n K, \quad (20.56)$$

где K — единовременные капитальные вложения, руб.,

$$K = K_{\text{эл}} + K_{\text{дмс}} + \Delta K_{\text{зам}}, \quad (20.57)$$

C — ежегодные расходы, связанные с эксплуатацией оборудования, руб/год; p_n — нормативный коэффициент ежегодных отчислений от капитальных вложений (для расчетов в энергетике его принимают равным 0,15 1/год); $K_{\text{эл}}$, $K_{\text{дмс}}$ — стоимость рассматриваемого элемента газового тракта и дымососной установки, руб.; $\Delta K_{\text{зам}}$ — стоимость замещающей дополнительной мощности для обеспечения постоянной выработки энергии в системе, руб.

Рассчитанные по этой методике (ЦКТИ) скорости газов называют экономическими $w_{\text{эк}}$. Так, для паровых котлов с уравновешенной тягой при стоимости условного топлива 10—12 руб/т экономические скорости газов, м/с, в перегревателях и экономайзере для шахматных пучков труб при номинальной нагрузке составляют:

Для труб из стали 20 (экономайзер) 13±2
Для труб из перлитной стали (пароперегреватель) 12±2
То же (промежуточный перегреватель) 19±2
Для труб из аустенитной стали (пароперегреватель) 19±2

Для коридорных труб $w_{\text{эк}}$ на 40% выше.

Вместе с тем при сжигании твердого топлива в большинстве случаев не удается достичь этих скоростей из-за золотого износа труб (см. гл. 16).

Интенсивность теплообмена и поверхность нагрева в воздухоподогревателе равно зависят как от скоростей газов, так и от скорости воздуха, поскольку значения коэффициентов теплоотдачи со стороны обеих сред достаточно близки, особенно в аппаратах регенератив-

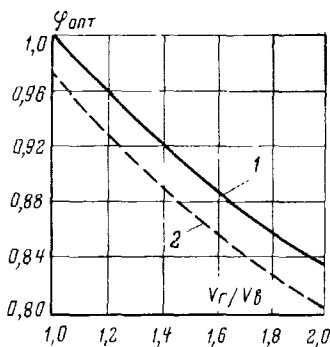


Рис. 20.10. Оптимальное соотношение скоростей воздуха и газов в воздухоподогревателях.

1 — при отношении теплоемкостей $c_{в}/c_{г}=1$; 2 — то же при $c_{в}/c_{г}=0,9$.

ного типа. Поэтому прежде всего определяют наиболее выгодное отношение скоростей $\varphi_{opt} = \omega_{в}/\omega_{г}$. На рис. 20.10 показано изменение φ_{opt} в зависимости от отношения объемов газа и воздуха и их теплоемкостей в регенеративном воздухоподогревателе.

Выполненные расчеты показали, что φ_{opt} зависит от типа воздухоподогревателя. Так, для трубчатых воздухоподогревателей $\varphi_{opt} = 0,4 \div 0,55$ при оптимальной скорости газов $\omega_{гк} = 11 \pm 2$ м/с, а для регенеративных воздухоподогревателей $\varphi_{opt} = 0,86 \div 0,92$ при $\omega_{гк} = 10 \pm 1$ м/с [61].

Скорости рабочей среды (пара, воды) не оказывают существенного влияния на интенсивность теплообмена и размеры поверхности нагрева, так как наибольшее термическое сопротивление создается со стороны греющих газов.

Скорости пара в перегревателях должны обеспечить надежные условия работы металла, что в конечном итоге определяет стоимость поверхности нагрева. Можно выделить три характерных вида перегревателей, требующих разного подхода к выбору скоростей [11].

1. Выходные пакеты основного и промежуточного перегревателей, размещенные в области высоких температур газов и имеющие наивысшие температуры пара. В них за счет скорости пара обеспечивается надежное охлаждение стенок труб и не допускается в любом ре-

жиме работы увеличение температуры металла выше предельного для принятой марки стали. Потеря давления здесь играет второстепенную роль. К этой группе следует отнести также радиационные и полурadiационные (ширмовые) перегреватели, воспринимающие наиболее высокие тепловые потоки за счет прямого излучения из топki при высокой степени их неравномерности по ширине топki.

2. Конвективные перегреватели, расположенные в зоне температур газов ниже 1000°C и охлаждаемые паром умеренного перегрева. Они имеют определенный запас надежности по металлу. Здесь оптимальная скорость пара в основном определяется конструкцией перегревателя и минимумом расчетных затрат на пакет (уменьшение скорости пара требует увеличения числа труб пакета или изменения их диаметра, что ведет к большой громоздкости и росту его стоимости).

3. Пакеты промежуточного перегревателя, находящегося в области умеренных температур газов ($450\text{—}600^{\circ}\text{C}$) — их оптимизации производится с учетом влияния скорости пара на размер поверхности нагрева и на изменение гидравлического сопротивления перегревателя, рост которого снижает мощность турбины.

Практические рекомендации сводятся к нормированию массовых скоростей пара для различных поверхностей нагрева ω_r , кг/(м²·с). Так, в выходных конвективных пакетах перегревателей рекомендуется $\omega_r = 800 \div 1100$ кг/(м²·с), а для остальных пакетов $450\text{—}600$ кг/(м²·с). В пакетах промперегревателя достаточна $\omega_r = 250 \div 400$ кг/(м²·с).

Скорость воды в конвективных экономайзерах выбирают, исходя из того, чтобы предотвратить расслоение пароводяного потока в случае вскипания воды, обеспечить снос пузырьков газов. В то же время следует учитывать, что с ростом скорости воды заметно растут гидравлическое сопротивление и затраты энергии питательного насоса. Обычно принимают $\omega_r = 500 \div 600$ кг/(м²·с), а в зоне экономайзера, где происходит частичное испарение воды (кипящая часть экономайзера), $\omega_r = 800 \div 900$ кг/(м²·с).

Глава двадцать первая

КОМПОНОВКА И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА

21.1. КОМПОНОВКА И СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Компоновка парового котла. Компоновкой парового котла называют взаимное расположение газоходов и направление движения в них продуктов сгорания. Различают П-, Т-, N-, U-образную, четырехходовую и башенную компоновки (рис. 21.1).

П-образная компоновка — наиболее распространенная (рис. 21.1, а). В подъемной шахте располагается топочная камера, в опускной — конвективные поверхности нагре-

ва. Ее преимущество — подача топлива и выход газов производится в нижней части агрегата, что удобно для вывода жидкого шлака и установки дробевой очистки конвективных поверхностей нагрева. Тягодутьевые машины устанавливают на нулевой отметке, что исключает вибрационные нагрузки на каркас котла. Недостатки компоновки: в связи с разворотом на 180° возникают неравномерности омывания поверхностей нагрева продуктами сгорания и концентрации золы по сечению конвективной шахты.

Для уменьшения глубины конвективной

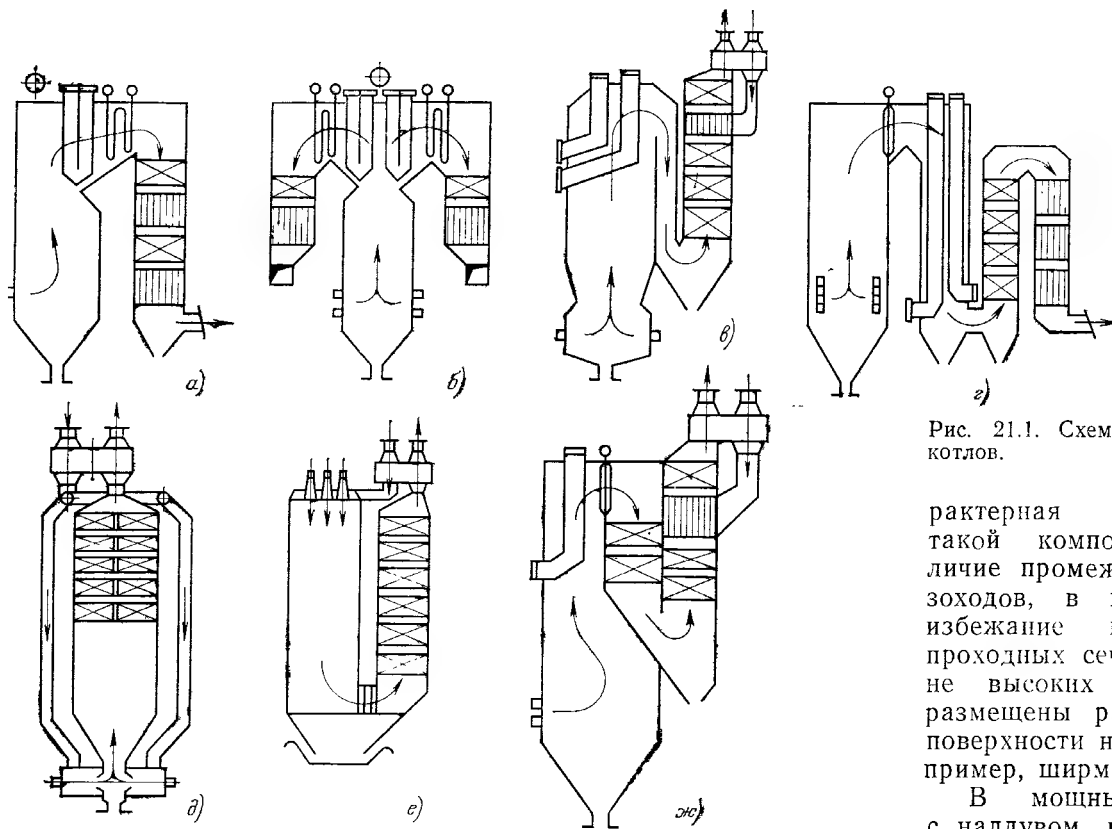


Рис. 21.1. Схемы компоновок котлов.

рактерная особенность такой компоновки — наличие промежуточных газоходов, в которых во избежание шлакования проходных сечений в зоне высоких температур размещены разреженные поверхности нагрева (например, ширмы).

В мощных котлах с наддувом иногда применяют башенную компоновку (рис. 21.1, д).

шахты и высоты соединительного газохода в мощных котлах применяют Т-образную компоновку с двумя конвективными шахтами, расположенными по обе стороны топки (рис. 21.1, б). Суммарное сечение обеих конвективных шахт увеличивается при сохранении обычных габаритов и способов крепления конвективных поверхностей нагрева. Тягодутьевые машины также устанавливаются на нулевой отметке. Т-образная компоновка особенно подходит для котлов, работающих на топливе с абразивной золой (типа экибастузских), для которых в целях уменьшения золowego износа ограничивают скорость продуктов сгорания. Однако при такой компоновке возникают конструктивные затруднения в отводе продуктов сгорания от двух конвективных шахт. Конструкция Т-образного котла сложнее П-образного, она требует и большего расхода металла.

Иногда применяют, особенно часто в ФРГ, где принята верхняя установка дымососов, трехходовую компоновку (рис. 21.1, в). В этом случае топка и конвективный газоход имеют подъемное движение продуктов сгорания, а соединительный газоход — опускное. При сжигании очень зольных топлив, имеющих легкоплавкую золу (сланцы), применяют четырехходовую компоновку (рис. 21.1, г). Ха-

Здесь продукты сгорания в топке и конвективной шахте движутся только вверх. Такая компоновка обладает следующими достоинствами: минимальная площадь агрегата в плане; равномерное омывание конвективных поверхностей нагрева продуктами сгорания из-за отсутствия поворотов газов; минимальное газовое сопротивление благодаря отсутствию опускных газоходов и поворотов газов. К недостаткам компоновки этого типа относятся: трудность в создании конструкции для опирания конвективных поверхностей нагрева, размещение на большой высоте выходных пакетов пароперегревателей, вентиляторов и дымососов, невозможность применения дробевой очистки конвективных поверхностей. Существуют полубашенные компоновки, в которых регенеративный воздухоподогреватель и тягодутьевое оборудование устанавливаются внизу, соединяясь с башенной частью котла незаполненными поверхностями нагрева опускным газоходом.

Башенная компоновка более целесообразна для газомазутных котлов с наддувом и при установке воздухоподогревателей, воздуходувок и дымовой трубы на их каркасе, что требует усиления его конструкции. Башенная компоновка целесообразна и для котлов, сжигающих бурые многозольные угли, так как

при такой компоновке удается избежать поворота озоленных продуктов сгорания и связанного с ним интенсивного золового износа конвективных поверхностей нагрева.

В *U-образной двухходовой компоновке* (рис. 21.1,е) продукты сгорания в топке движутся вниз, а в конвективной шахте — вверх (инвертный вариант). Горелки расположены на потолке топочной камеры. Достоинства такой компоновки: факел хорошо заполняет топочную камеру, пароперегреватели расположены низко (короче паропроводы к турбинам), аэродинамическое сопротивление воздушного тракта минимально (воздухоподогреватель находится вблизи горелок). Недостатки: транспортировка топлива на большую высоту и расположение на большой высоте вентиляторов, дымососов и золоуловителей. U-образная компоновка с инвертной топкой может использоваться при сжигании газа, мазута, а также твердого топлива при удалении шлака в твердом состоянии.

В котлах большой мощности возникают дополнительные требования к компоновке, выдвигаемые их конструкцией. Эти требования вызваны большими размерами агрегата в плане, необходимостью применения вторичного перегрева пара и повышения надежности котла, работающего в блоке с турбиной.

Уменьшения пролета потолочных балок достигают при разделении топки и конвективной шахты на две части. Образуется паровой котел в виде двух корпусов (каждый со своим каркасом и отдельной обмуровкой), в которых поверхности нагрева расположены симметрично (двухкорпусная симметричная компоновка). При наличии отключающей арматуры отдельного корпуса и симметричных обоих корпусов технологическая схема соответствует *дубль-блоку*. В дубль-блоке симметричная компоновка позволяет работать с половинной мощностью блока на одном корпусе при установленном другом, что несколько улучшает маневренные свойства, но удорожает установку и повышает удельный расход топлива на 1 кВт·ч, так как при работе на одном корпусе с половинной нагрузкой блока гидравлическое сопротивление перегревателя соответствует номинальному. Экономичность турбины на частичных нагрузках тоже снижается.

В двух- и многоходовых схемах движения газов топку и газоходы выполняют с промежутком между ними и самостоятельной обмуровкой или без промежутка с общей разделяющей стенкой из плотных экранов. Их называют соответственно *разомкнутыми* (рис. 21.1,а, б, г, е) и *соединенными* (рис. 21.1,в, ж) газоходами.

Для размещения воздухоподогревателей либо используют нижнюю часть конвективной шахты, либо их выносят за пределы котла или даже за пределы главного здания. Этим освобождается место для установки горелок или при необходимости для применения дробевой очистки конвективных поверхностей нагрева. Компоновка отдельных поверхностей нагрева подробно рассмотрена в гл. 17—19.

Каркас парового котла. Современные мощные котлы отечественного производства, как правило, выполняют с П-образной и Т-образной компоновкой. Различия конструкций этих агрегатов и распределение нагрузки, вызываемой их элементами, оказывают непосредственное влияние на конструкцию каркаса.

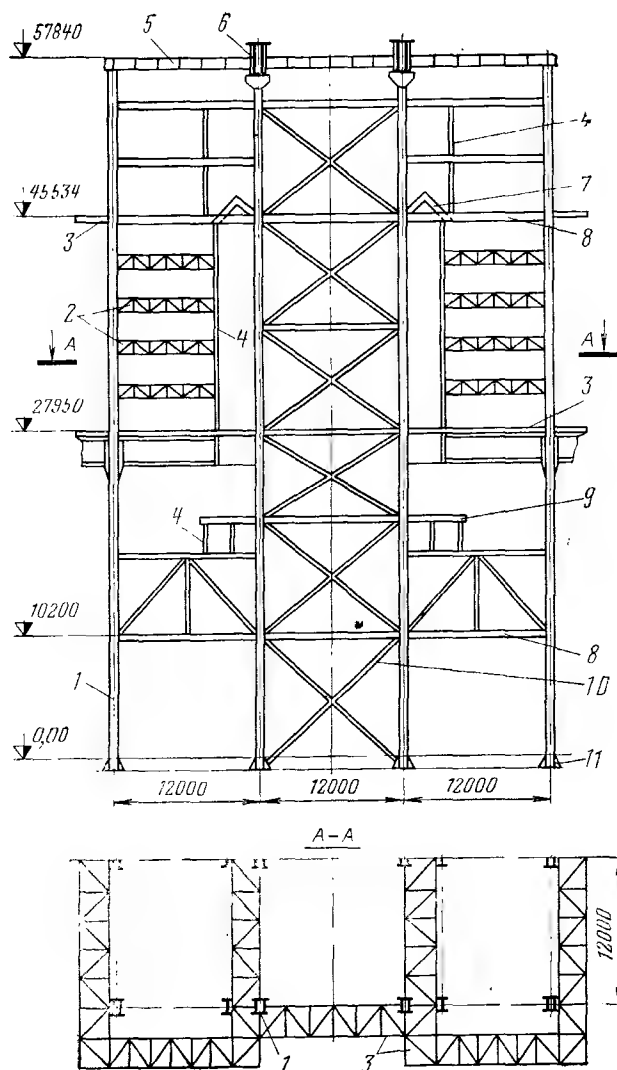


Рис. 21.2. Каркас прямоточного котла П-57 ($D = 1650$ т/ч) с самостоятельным фундаментом.

1 — колонна; 2 — вертикальная ферма; 3 — горизонтальная ферма; 4 — стойка; 5 — потолочное перекрытие; 6 — хребтовая балка; 7 — щит наклонного потолка; 8 — балка; 9 — ферма вокруг топки; 10 — связи; 11 — башмак.

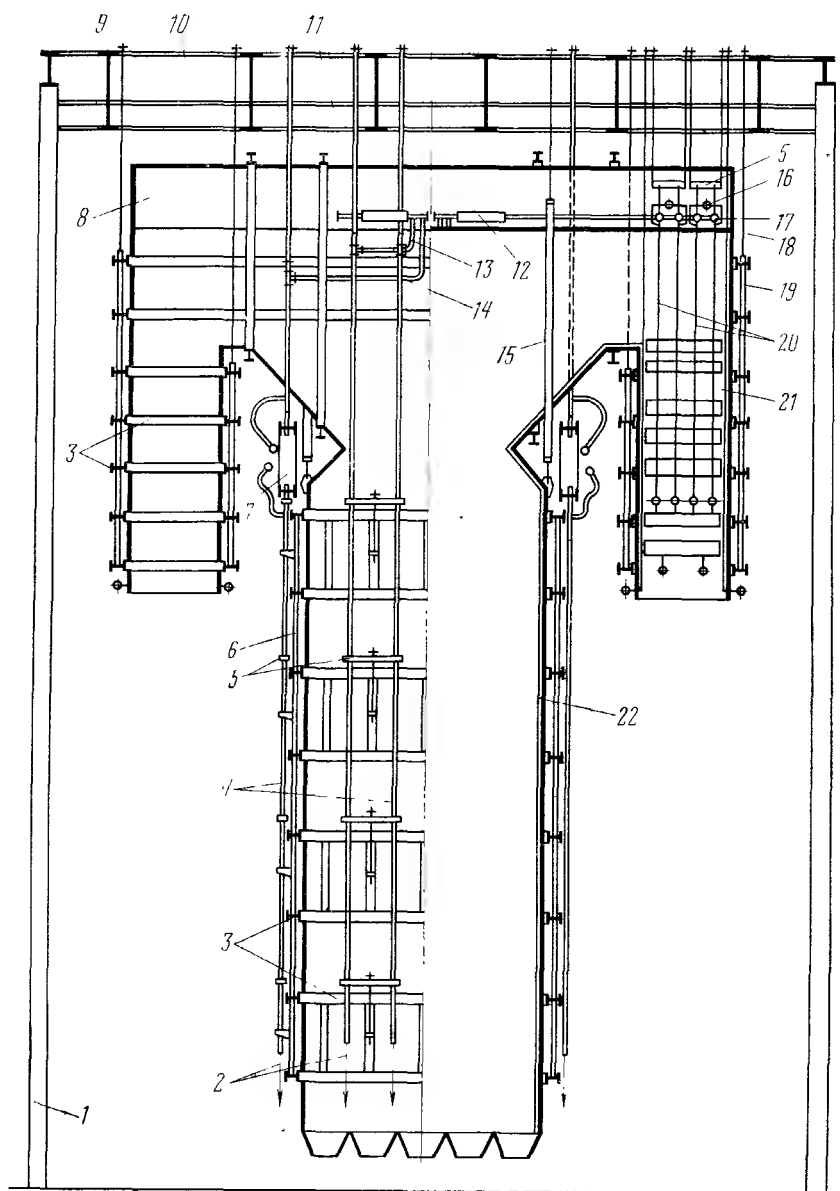


Рис. 21.3. Совмещенный со зданием каркас газоплотного котла П-67 ($D=2650$ т/ч).

1 — колонна здания; 2 — рабочая среда к 1-му ходу НРЧ; 3 — балки жесткости; 4 — подвесные трубы («горячие» подвески) балок жесткости; 5 — траверса; 6 — стойка; 7 — ферма для подвески боковой стенки топки; 8 — «теплый ящик»; 9 — хребтовые балки; 10 — межхребтовая балка; 11 — подхребтовая балка; 12 — смеситель рабочей среды; 13 — рабочая среда к подвесным трубам фронтальной (задней) стенки топки; 14 — то же боковой стенки; 15 — фестон; 16 — выходной коллектор КПП; 17 — выходной коллектор экономайзера; 18 — подвеска к межхребтовым балкам; 19 — подвесная труба («холодная»); 20 — подвесные трубы пароперегревателя и экономайзера (совпадают); 21 — экраны конвективной шахты; 22 — топочные экраны.

тую или полукрытую компоновку оборудования, каркас воспринимает еще ветровую, а часто и сейсмическую нагрузку.

На рис. 21.2 показана схема несовмещенного со зданием каркаса прямоточного котла (П-57, $D=1650$ т/ч) при Т-образной компоновке. Каркас состоит из несущих вертикальных колонн, горизонтальных балок и опорных ферм, хребтовых балок, потолочного перекрытия, связей и стоек. Все соединения элементов каркаса электросварные.

Число несущих колонн зависит от мощности агрегата. Обычно колонны устанавливают только по углам топочной камеры и конвективного газохода. В агрегатах большой паропроизводительности с сильно развитыми поперечными размерами между угловыми устанавливают еще дополнительные колонны. Все колонны по высоте обвязаны поперечными балками или фермами. Они увеличивают устойчивость каркаса, предотвращают продольный изгиб колонн, служат для опоры барабана в барабанном котле, подвески поверхностей

Каркас представляет собой металлическую конструкцию, предназначенную для установки всех элементов котла: барабана, поверхностей нагрева и коллекторов, обмуровки, изоляции и обшивки, трубопроводов и коробов, помостов и лестниц обслуживания и др. Различают каркасы с самостоятельным фундаментом, не связанным со строительной конструкцией здания, и каркасы, совмещенные с несущими конструкциями здания.

В конструкциях с самостоятельным фундаментом каркас воспринимает всю весовую нагрузку котла и передает ее на фундамент. Нагрузка на фундамент складывается из массы котла и его каркаса и массы рабочего тела — воды и пара. В южных районах, где по климатическим условиям допускают откры-

нагрева и опорных конструкций для помостов обслуживания и передают весовую нагрузку от последних на колонны. Вспомогательные стойки и горизонтальные балки имеют меньшее сечение и служат для придания каркасу большей жесткости и крепления топочных экранов, коллекторов, коробов горячего воздуха и пр.

Колонны каркаса передают на фундамент весьма большую сосредоточенную нагрузку. Для уменьшения удельного давления на фундамент нижнюю часть колонн заканчивают опорными башмаками. Расход металла на каркас зависит от мощности агрегата и составляет 0,8—1,2 кг на 1 кг часовой паропроизводительности. Несущие колонны и балки необогреваемы. Этим облегчаются условия работы металла и предупреждаются большие термические напряжения. Для изготовления каркасов применяют углеродистую сталь, главным образом Ст. 3. В ограниченных количествах для изготовления вспомогательных нерассчитываемых элементов используют также Ст. 0.

Применение газоплотных сварных экранов (см. § 17.3) и облегченной обмуровки позволило резко (до

30—50%) уменьшить массу котла. В этих условиях каркас здания способен без особых усиления воспринимать нагрузку от подвески к нему облегченного котла. Барабан и все поверхности нагрева топки и конвективной шахты вместе с изоляцией, обшивкой и другими элементами подвешивают к мощным перекрытиям здания со свободным расширением вниз. При этом каркас котла служит лишь для обеспечения жесткости конструкции агрегата и его подвески к зданию. В таких конструкциях каркас обеспечивает жесткость сварных экранных панелей, воспринимает давление газового тракта (в котлах с наддувом), служит опорой для помостов и лестниц. Пример одного из вариантов совмещенного со зданием каркаса показан на рис. 21.3. Подвеска котла осуществляется только к хребтовым балкам главного здания, без связи с его стенами, что исключает передачу деформаций здания на конструкцию котла. Последний через межхребтовые балки монтируется на большом числе подвесок, выбираемых в соответствии с размещением блоков поверхностей нагрева и поясов жесткости. Поверхности нагрева связаны с каркасом, и для предотвращения температурных напряжений их температурные перемещения должны быть одинаковыми. Это обеспечивается с помощью «горячих» подвесок, выполненных из труб, по которым движется рабочая среда с температурой, равной или близкой к температуре среды в соответствующих поверхностях нагрева. В котле с наддувом давление в газовом тракте воспринимается горизонтальными балками, установленными с шагом 2,5—3,0 м на всех стенах топки, конвективных и соединительных горизонтальных газоходов. Эти балки обеспечивают жесткость стен котла.

Подвесные конструкции позволяют упразднить фундамент котла, освободить место под ним для размещения вспомогательного оборудования, значительно экономить металл, расходующийся на каркас, ускорить строительные работы.

В холодном состоянии котел и его элементы имеют определенные габариты и занимают определенное пространственное положение, отвечающее температуре окружающего воздуха. В рабочем состоянии габаритные характеристики и их местоположение в пространственной системе существенно изменяются. Перемещения определяются температурой металла в рабочем состоянии и длиной элемента от неподвижного места крепления. При величине температурного коэффициента удлинения металла $0,012 \cdot 10^{-3}$ м/К перемещения могут достигать 300 мм и более.

На рис. 21.4 показаны тепловые расширения ряда элементов на примере подвешенного котла ТГМП-204. Все отметки обозначены в холодном состоянии. Перемещения подсчитаны по температуре металла в эксплуатации. Вертикальные перемещения обозначены через H , горизонтальные l . Соответствующие цифровые индексы для каждого элемента одинаковы. В приведенном примере горизонтальные перемещения обозначены только для общего короба топочной камеры l_{19} и коллекторов регулирующей ступени промежуточного пароперегревателя l_{20} и l_{21} .

Для предотвращения возникновения дополнительных напряжений, вызываемых тепловыми деформациями, конструкция котла должна предусматривать свободу тепловых расширений. Паровой котел связан с внешним оборудованием, обеспечивающим его работу: пылеприготовительной установкой, питательными трубопроводами. Он связан с турбиной паропроводами. Все эти трубо-

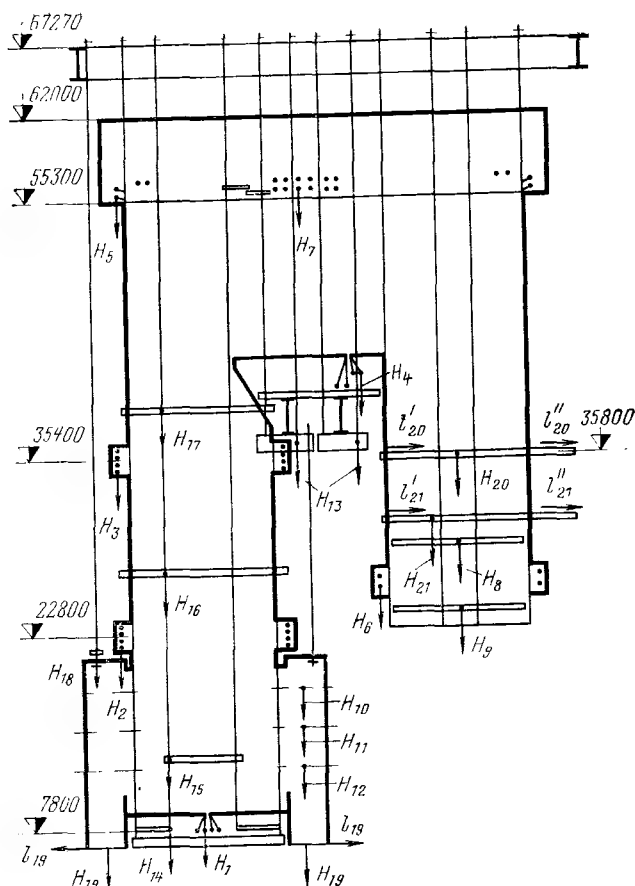


Рис. 21.4. Схема температурных расширений H , мм, l , мм элементов котла ТГМП-204 ($D=2650$ т/ч).

Коллекторы подового экрана $H_1=290$; коллекторы экранов в местах разъемов $H_2=208$, $H_3=130$; нижние коллекторы экрана поворотного газохода $H_4=70$; верхние коллекторы экранов $H_5=33$; нижние коллекторы экранов конвективной шахты $H_6=200$; коллекторы конвективных пароперегревателей СКД $H_7=29$; коллекторы экономайзера $H_8=145$, $H_9=187$; горелки $H_{10}=230$, $H_{11}=245$, $H_{12}=260$; стойки подвесной системы поворотного газохода $H_{13}=138$; стойки топочных экранов $H_{14}=248$, $H_{15}=224$, $H_{16}=162$, $H_{17}=103$; опорные столбики на «горячих» подвесках $H_{18}=247$; общий короб топочной камеры $H_{19}=322$; $l_{19}=62$; коллекторы регулирующей поверхности промпароперегревателя $H_{20}=119$; $l'_{20}=8$; $l''_{20}=105$, $H_{21}=142$, $l'_{21}=4$; $l''_{21}=57$.

проводы обеспечивают свободу расширения котла обычно за счет их самокомпенсации. Исключение составляют пылеприготовительные установки с мельничными вентиляторами, в которых нет пылепроводов достаточной протяженности, и мельницы непосредственно присоединены к горелкам. В этих условиях амбразуры горелок свободно перемещаются относительно плоскости неподвижных горелок, а зазоры между ними уплотняются (рис. 21.5).

«Теплый ящик». В мощных паровых котлах через потолок наружу проходит огромное количество труб и подвесок поверхностей нагрева. Обеспечить достаточную плотность прохода через потолок всех элементов в газоплотных котлах затруднительно. Поэтому потолок котлов покрывают герметичной стальной оболочкой, образующей с ним «теплый ящик», заполняемый горячим воздухом от воздухоподогревателя. Давление воздуха в «теплом ящике» несколько выше давления продуктов сгорания в верхней части топки. Этим предотвращается проникновение через потолок продуктов сгорания наружу, но несколько увеличивается присос воздуха.

Количество проходов через «теплый ящик» наружу во много раз меньше, чем через потолок котла, — это

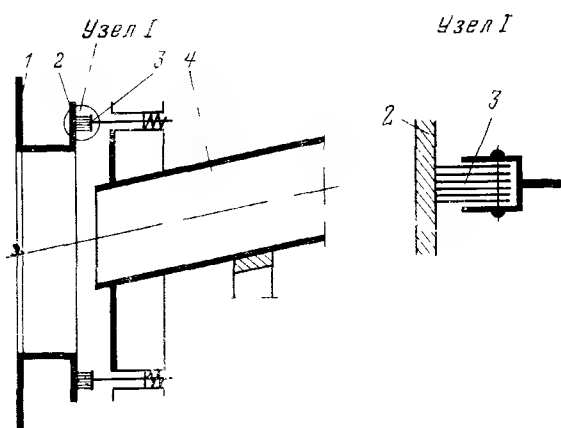


Рис. 21.5. Узел сочленения горелки и амбразуры.
1 — стенка топочной камеры; 2 — фланец амбразуры; 3 — уплотнение пакетником; 4 — горелка.

главным образом внешние коммуникации и подвески коллекторов поверхностей нагрева. Перечисленные элементы конструкции выводятся через сифоны.

При останове котла расхолаживание топочной камеры и газоходов для осмотра и ремонтных работ достигается через 5—6 ч. Достаточное естественное остывание «теплого ящика» для указанных целей наступает только через 20—30 ч. Для ускорения расхолаживания «теплый ящик» продувают холодным воздухом.

Обмуровочные ограждения. Обмуровочные ограждения являются важным элементом парового котла, требующим большой затраты материалов и труда для их выполнения. Они в значительной мере оказывают влияние на режим работы топки и конвективных газоходов. В мощных котлах масса обмуровки столь значительна, что оказывает существенное влияние на конструкцию каркаса и фундамента.

В негизоплотных котлах обмуровка представляет собой сплошные наружные стены, выполненные из керамических материалов, отделяющих газовый тракт котла от окружающей среды. Она подвергается воздействию раскаленных топочных продуктов сгорания, в потоке которых содержатся зола, расплавленный шлак и недогоревшие частицы топлива, изменению давления в топке (при обрыве факела и повторном зажигании топлива), переменным температурным напряжением, возникающим при пуске и останове котла, а также при колебаниях нагрузки, нагрузкам от температурных перемещений элементов котла, воздействию статических нагрузок от вышерасположенных конструкций и др. Наиболее опасны температурные напряжения, возникающие при пусках и остановах из-за неравномерности прогрева элементов котла, в результате чего в обмуровке возникают сжимающие, растягивающие и срезающие усилия.

Учесть воздействие всех факторов на обмуровку при ее расчете и конструировании невозможно. Поэтому повышения надежности обмуровки достигают выбором материалов, способных работать в указанных тяжелых условиях, и разработкой конструкций, позволяющих уменьшить воздействие этих условий (составная конструкция обмуровки, температурные швы, компенсаторы и др.). Масса 1 м³ современной легкой обмуровки составляет около 850 кг. Масса обмуровки, отнесенная к 1 кг часовой паропроизводительности котла, составляет 0,4—0,5 кг и более. Всего на обмуровку котла большой мощности расходуют более 2 тыс. т керамических материалов. Обмуровка должна быть огнеупорной, механически прочной, высокоплотной, обладать хорошими теплоизоляционными свойствами, хорошо сопротивляться температурным напряжениям и воздействию золы и расплавленных шлаков. Конструкция обмуровки тесно

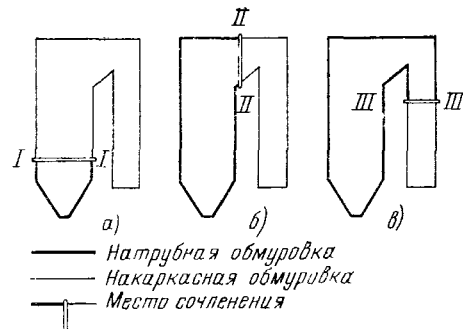


Рис. 21.6. Области применения обмуровок различных типов.

связана с трубной системой поверхности нагрева топочной камеры и конвективных газоходов.

В современных энергетических котлах применяют обмуровку двух типов: *натрубную*, которую крепят непосредственно к экранным ограждениям топки и газоходов и передают на них нагрузку от обмуровки, и *накаркасную щитовую*, которую крепят к каркасу котла. Щитовую обмуровку изготовляют в виде блоков в заводских условиях и устанавливают одновременно с монтажом котла. Обмуровка выполняется многослойной: ближе к газовому тракту — огнеупорный слой с предельной рабочей температурой 1500—1800°C, далее два — три слоя теплоизоляционного материала в зоне температуры 500—900°C. Наружную поверхность обмуровки покрывают уплотняющей газонепроницаемой штукатуркой (допустимая рабочая температура 100—200°C) или металлической обшивкой. При мембранном исполнении экранов газонеплотных котлов (см. § 17.3) достаточна легкая натрубная изоляция.

В ряде конструкций применяют комбинированную обмуровку: накаркасную щитовую в области призматической части топки и натрубную для холодной воронки или наклонного пода. При расширении экранных блоков, подвешенных к потолочным балкам каркаса, натрубная обмуровка перемещается вниз вместе с трубами. Во избежание присоса воздуха в месте сочленения обеих частей обмуровки по периметру топки образуют температурный шов (горизонтальная плоскость I—I на рис. 21.6,а). Для ограждения конвективных газоходов обычно применяют накаркасную обмуровку. При натрубной обмуровке топочной камеры по периметру горизонтального газохода предусматривают температурный шов в вертикальной плоскости (II—II на рис. 21.6,б), соединяющий шахты топочной камеры и конвективного газохода. В ряде конструкций натрубную обмуровку пространяют и на часть конвективной шахты с расположением температурного шва III—III по периметру вертикального газохода (рис. 21.6,в). Чем большую часть поверхности котла охватывает натрубная обмуровка, тем при меньшей температуре работает температурный шов и тем проще и надежнее его конструкция.

Тепловая изоляция. Барабан и коллекторы, паропроводы перегретого пара, питательные трубопроводы, трубопроводы непрерывной продувки, газозухопроводы и т. д. находятся вне обмуровки и располагаются вокруг агрегата, над потолком или вдоль его стен. Перечисленные элементы оборудования имеют температуру 200—600°C, и их покрывают тепловой изоляцией для защиты персонала от ожогов и уменьшения потери теплоты в окружающую среду. Допустимая по санитарным условиям температура наружной поверхности изоляции не должна превышать 55°C. Высококачественная тепловая изоляция позволяет уменьшить тепловые потери по сравнению с неизолированной поверхностью на 95—97%, что обеспечивает также улучшение санитарно-гигиенических условий труда. Изоляция барабана, коллекторов,

трубопроводов и арматуры, кроме того, улучшает условия работы металла этих элементов, так как уменьшается температурный перепад по толщине металла, а следовательно, снижаются и температурные напряжения. Наружной поверхности изоляции придают гладкую и механически прочную поверхность оклейкой ее хлопчатобумажной тканью с последующим окрашиванием либо покрывают металлическим кожухом и также окрашивают. Окраска позволяет различать по цвету разные потоки.

21.2. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА КОТЛА

В котле поверхности нагрева соединены между собой по внешней и внутренней средам, образуя сложную комплексную систему. Напомним, что в целях достижения наивысшей экономичности и надежности температура продуктов сгорания в ряде точек газового тракта, воды и пара водопарового тракта и воздуха в воздушном тракте должна поддерживаться в определенных пределах. Так, температура продуктов сгорания на выходе из топки определяется видом топлива и его характеристиками (см. § 7.1). Температура уходящих газов определяется в результате технико-экономических расчетов (см. § 6.2). Температура газов в зоне размещения промежуточного пароперегревателя по условиям надежности металла на беспаровом режиме не должна превышать 850°C (см. § 18.2). Надежность наиболее теплонапряженных выходных пакетов пароперегревателя при заданных выходных параметрах пара определяется допустимой температурой металла, из которого выполнена поверхность нагрева, что при прочих равных условиях требует расположения этой части пароперегревателя в определенной температурной зоне газового потока и выбора соответствующей схемы пароперегревателя (см. § 18.3). По условиям устойчивого протекания гидродинамических процессов в интенсивно обогреваемых топочных экранах прямоточных котлов нельзя допускать поступление в них двухфазной смеси. Поэтому конвективный экономайзер должен выдавать не пароводяную смесь, а воду с определенным запасом до кипения (см. § 11.2). При СКД для обеспечения надежной работы поверхности нагрева в зоне большой теплоемкости рабочей среды возникают определенные специфические требования по месту ее размещения в топочной камере. По условиям надежной работы переходная зона котлов ДКД, в которой концентрируется основная масса внутренних отложений, должна располагаться в области умеренного обогрева. Выбор температуры горячего воздуха, определяемый характеристиками топлива, требует применения того или иного типа воздухоподогревателя (см. § 19.3).

В результате создается система граничных условий или опорных точек, в которую должны вписываться отдельные поверхности нагрева. Выбор опорных точек по существу означает распределение приращения энтальпии рабочей среды между этими поверхностями нагрева и рациональное их размещение вдоль потока продуктов сгорания, т. е. выбор тепловой схемы котла.

Тепловой схемой котла называют размещение пакетов поверхностей нагрева вдоль потока газов и их взаимную коммуникацию. При выборе этой схемы желательно соблюдать два условия: для сохранения высоких температурных напоров рабочее тело с более высокой температурой должно омываться продуктами сгорания также с более высокой температурой; необходимо применить противоток рабочего тела и продуктов сгорания. Однако выполнение этих требований не всегда возможно. Так, тепловые нагрузки радиационных поверхностей нагрева, расположенных в зоне работы горелок, могут достигать огромных значений, что понижает надежность работы металла. Поэтому в зоне интенсивного обогрева располагают поверхности с пониженной температурой рабочей среды, подогревательные и паробразующие поверхности, а также «холодные» пакеты пароперегрева-

теля; выходные пакеты располагают в зонах с умеренной температурой продуктов сгорания.

При значительных тепловосприятиях отдельных поверхностей нагрева (чаще пароперегревателей) в интересах обеспечения надежности (уменьшения тепловой разверки и лучшего перемешивания потока) их делят на несколько последовательно включенных участков с меньшим тепловосприятием (см. рис. 18.10 и 18.11).

Ограниченные возможности тепловосприятия настенных топочных экранов в агрегатах большой мощности привели к необходимости применения двухсветных экранов (см. § 7.1) и ширмовых пароперегревателей (см. § 18.1). Они снижают температуру продуктов сгорания на выходе из топки до необходимого уровня.

В очень мощных барабанных котлах тракт перегрева пара, а в прямоточных котлах весь водопаровой тракт выполняют в виде нескольких автономно регулируемых потоков. Число потоков, исходя из удобства автоматизации, выбирают равным двум, четырем. Разделение водопарового тракта на потоки снижает тепловую неравномерность по ширине котла, уменьшает диаметр трубопроводов, но усложняет и удорожает конструкцию агрегата, увеличивает число единиц арматуры, усложняет автоматизацию.

В качестве примеров рассмотрим тепловые схемы барабанного и прямоточного котлов. В барабанном котле (рис. 21.7) применен двухступенчатый подогрев воздуха и соответственно двухступенчатый подогрев пи-

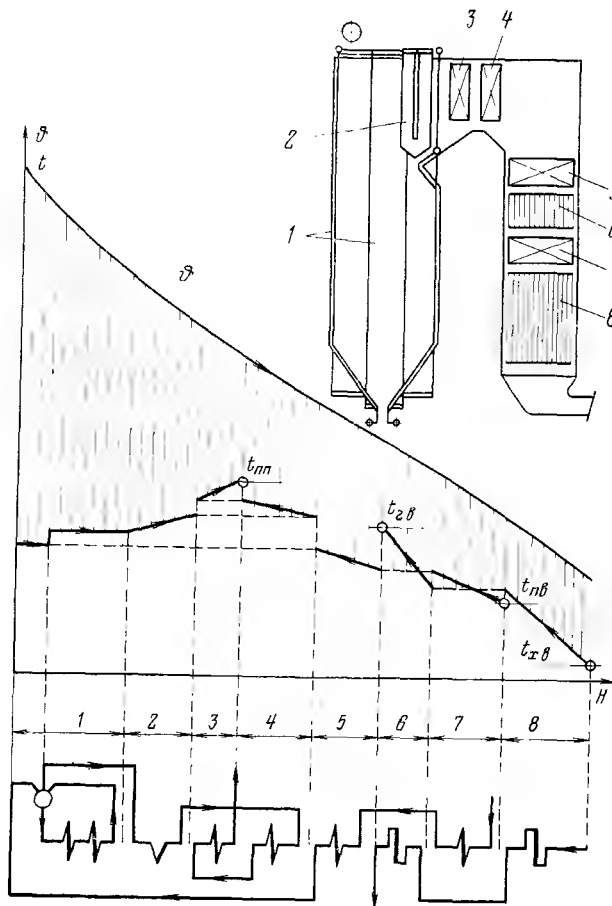


Рис. 21.7. Тепловая схема барабанного пылеугольного котла.

1 — паробразующие поверхности (топочные экраны); 2 — ШПП; 3 и 4 — горячая и холодная ступени КПП; 5 и 7 — вторая и первая ступени экономайзера; 6 и 8 — вторая и первая ступени ТВП.

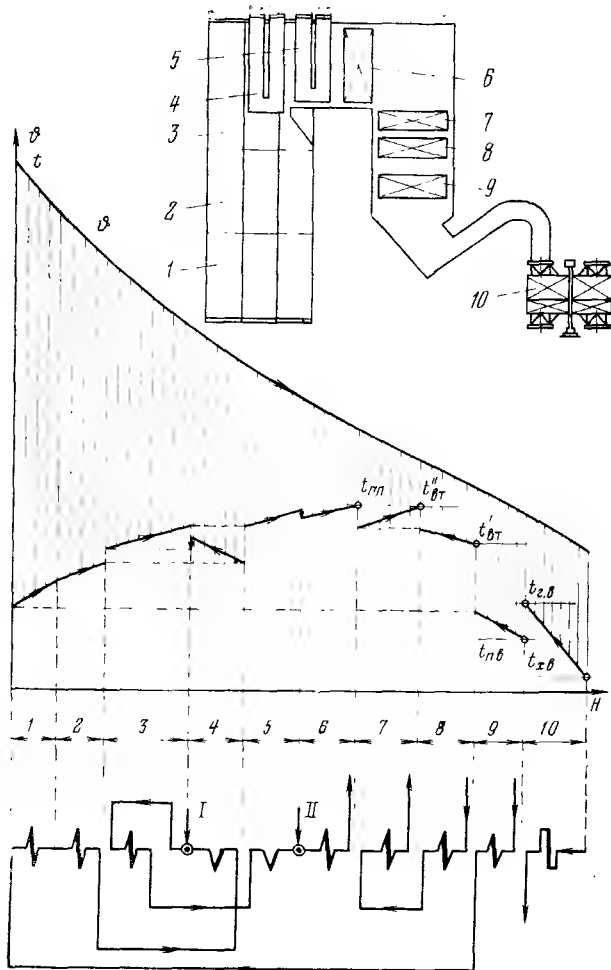


Рис 21.8. Тепловая схема проточного газомазутного котла.

1 — НРЧ; 2 — СРЧ; 3 — ВРЧ; 4 — ШПП; 5 — ШППИ; 6 — КПП; 7 и 8 — горячая и холодная ступени промпрегревателя; 9 — экономайзер; 10 — РВП.

тательной воды, которая после второй ступени экономайзера поступает в барабан. На стенах топочной камеры расположены парообразующие экраны, составляющие вместе с необогреваемыми опускными трубами контуры циркуляции. Насыщенный пар после сепарации в барабане поступает в пароперегреватель. Пароперегреватель состоит из последовательно включенных по пару радиационного и ширмового элементов и двух конвективных пакетов, включенных по смешанной схеме, но с расположением выходного пакета в зоне более высокой температуры. Впрыски для регулирования температуры перегрева пара на схеме не показаны. Ординаты на графике (вертикальная штриховка) изображают температурные напоры, в которых работают поверхности нагрева. Видно значительное снижение температурных напоров по мере движения газов к выходу.

В проточном котле, тепловая схема которого показана на рис. 21.8, предусмотрен одноступенчатый подогрев воздуха в вынесенном за пределы котла РВП и одноступенчатый подогрев питательной воды в экономайзере. Подогретая в экономайзере вода поступает в НРЧ, откуда рабочая среда направляется сначала в СРЧ, затем в первый пакет ШПП, ВРЧ, второй пакет ШПП и, наконец, КПП, откуда выходит перегретый пар заданных параметров. Предусмотрены два впрыска воды в пар для регулирования температуры свежего пара.

Промежуточный перегрев пара осуществляется в двух пакетах пароперегревателя, включенных по смешанной схеме и расположенных в конвективной шахте. Регулирование температуры вторично-перегретого пара на схеме не показано.

21.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА

Задачи и методы теплового расчета. Различают конструктивный (проектный) и поверочный тепловые расчеты. Их методика является общей. Разница заключается в целях расчета и в искомых величинах.

Конструктивный расчет имеет целью определить размеры топки и других поверхностей нагрева, обеспечивающие при принятой экономичности и надежности получение номинальной паропроизводительности при заданных параметрах пара, температуре питательной воды и топливе. В результате теплового расчета получают данные, необходимые для расчета на прочность и выбора материала элементов котла, выполнения гидравлических и аэродинамических расчетов и выбора вспомогательного оборудования.

Поверочный расчет выполняют для существующей или запроектированной конструкции агрегата. Его выполняют для заданных размеров поверхностей нагрева и сжигаемого топлива с целью определения температуры рабочей среды, воздуха и продуктов сгорания на границах между поверхностями нагрева. Поверочный расчет выполняют при изменении температуры питательной воды, температуры перегретого пара, при переводе котла на другое топливо. Цель поверочного расчета — выявление тепловых характеристик котла при различных нагрузках и возможностей его регулирования. При выполнении конструктивного расчета можно выбрать размер отдельных поверхностей нагрева (например, ширм) по компоновочным соображениям. Тогда эти поверхности рассчитывают методом поверочного теплового расчета. На основании поверочного расчета устанавливают экономичность и надежность котла, разрабатывают рекомендации для его реконструкции, получают данные, необходимые для гидравлических, аэродинамических и прочностных расчетов.

Независимо от задачи тепловой расчет выполняют по нормативному методу [8].

Последовательность конструктивного теплового расчета барабанного котла. Порядок расчета составлен применительно к схеме барабанного котла, показанного на рис. 21.9. Устанавливают объем теоретически необходимого количества воздуха и продуктов сгорания. Подсчитывают действительный объем воздуха и продуктов сгорания в топке и газоходах с учетом избытка организованного воздуха и присосов для заданной конструкции котла (при уравновешенной тяге). Определяют энтальпию продуктов сгорания и воздуха. Составляют тепловой баланс котла, определяют тепловые потери q_2, q_3, q_4, q_5, q_6 , КПД брутто и определяют расход топлива.

В соответствии с § 20.3 выполняют расчет топки. Выбирают сечение топки по значению теплового напряжения сечения q_T , МВт/м², которое не должно превышать допустимого значения. По выбранной температуре на выходе из топки θ''_T определяют полную поверхность стен топки $F_{с.т}$. Расчет топки заканчивают проверкой допустимого тепловыделения в объеме топки q_V , которое не должно превышать предельного значения, а также проверкой соответствия значения, принятого для расчета коэффициента тепловой эффективности ψ , полученного в результате расчета — расхождение не должно превышать $\Delta\psi = \pm 0,05$.

Расчет теплообмена в топочной камере учитывает количество теплоты, используемой ширмами (поверхности, непосредственно примыкающая к топке) и радиационным потолочным перегревателем. Следовательно, размеры ширм и радиационного перегревателя при расчете топки должны быть известны. Далее определяют

давшись $t_{г.в}$, можно приступить к расчету топки и всех поверхностей нагрева. Задачей расчета топки является определение действительной температуры продуктов сгорания на выход из нее $\phi''_т$. Расчет выполняется на основании предварительно принятой $\phi''_т$, которая уточняется в результате расчета по формуле (20.31). При существенном расхождении повторяют расчет, приняв новое значение $\phi''_т$. Конвективные поверхности нагрева рассчитываются в соответствии с полученной температурой (и энтальпией) продуктов сгорания на входе в поверхность и одной из известных энтальпий рабочей среды (на входе или выходе из поверхности). Таким образом, известными обычно являются две из четырех искомых величин. Поэтому расчет каждой из конвективных поверхностей производят методом последовательных приближений, задаваясь предварительно Q_6 по газовой или рабочей среде и сравнивая затем Q_6 с расчетным тепловосприятием $Q_т$ (см. § 20.5). Для последней в газовом тракте поверхности нагрева, которой является воздухоподогреватель, уже известна температура газов на входе в него $\phi'_{вп} = \phi''_{ок}$. Известна также ранее принятая $\phi_{у.х}$. Полученное в результате поверочного расчета значение $\phi''_{ок}$ позволяет по известному $Q_{вп}$ определить $\phi_{у.х}$, которое сопоставляется с принятым его значением в начале расчета. Расчет считается законченным, если принятое и полученное в результате расчета значения $\phi_{у.х}$ отличаются не более чем на $\pm 10^\circ\text{C}$, а значения $t_{г.в}$ — не более чем на $\pm 40^\circ\text{C}$. В противном случае расчет повторяют для нового $\phi_{у.х}$. Неудобство поверочного расчета методом последовательных приближений заключается в том, что приходится повторять расчеты каждой поверхности не один раз до достижения согла-

сования результатов по $Q_т$ и Q_6 . С применением ЭВМ выполнение такого расчета значительно облегчается.

Поверочный расчет значительно легче перевести на ЭВМ, чем конструкторский, так как при его выполнении используется меньшее число взаимосвязанных уравнений за счет заданной компоновки поверхностей нагрева котла (вдоль газового тракта и по рабочей среде), известной конструкции поверхностей нагрева (диаметр и число труб, число петель, длина змеевика, шаги труб и т. п.).

Применение ЭВМ для расчета котлов связано с выполнением большой и кропотливой работы по специальному математическому обеспечению расчета, созданию расчетной модели, алгоритма и программы теплового расчета.

Разработанная математическая модель парового котла представляет собой трехуровневую взаимно связанную систему. Нижний уровень образует блоки расчета отдельных поверхностей нагрева (топки, ширм, конвективных поверхностей, воздухоподогревателя). Средний уровень образует подсистема, определяющая последовательность расчета отдельных поверхностей и их взаимосвязь (по газам, рабочей среде, линиям впрыска, рециркуляции и т. п.). На третьем уровне находится подсистема стабилизации и оптимизации расчета.

Выполнение поверочного расчета с большой точностью и с учетом всех факторов, которые изложены в нормах теплового расчета, возможно только на больших ЭВМ с высоким быстродействием и большой емкостью оперативного запоминающего устройства и внешних запоминающих устройств. При указанной технической характеристике ЭВМ машинное время теплового расчета составляет около 10 мин.

Глава двадцать вторая

ПАРОВЫЕ КОТЛЫ МОЩНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

22.1. ВЛИЯНИЕ ТИПА, МОЩНОСТИ И РЕЖИМА РАБОТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ НА КОНСТРУКЦИЮ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Главным направлением развития тепловых электростанций является дальнейший рост единичной мощности энергетических блоков: паровых котлов и паровых турбин. Освоены энергетические блоки мощностью 300 МВт с котлами единичной паропроизводительностью 950—1000 т/ч. Развернулось строительство и находятся в постоянной эксплуатации энергоблоки 500 и 800 МВт с котлами в однокорпусном исполнении паропроизводительностью соответственно 1650 и 2650 т/ч. Создан мощный и введен в эксплуатацию энергетический блок 1200 МВт с паровым котлом производительностью 3950 т/ч.

Повышение единичной мощности паровых котлов и особенно паровых турбин заметно снижает удельные капиталовложения (стоимость установленного 1 кВт), уменьшается штатный коэффициент (число работающих на единицу мощности). Однако это снижение удельной стоимости существенно для станций мощностью до 3—4 млн. кВт и менее существенно для станций большей мощности

(рис. 22.1). В то же время с повышением единичной мощности котлов все большую актуальность приобретает проблема надежности. Это объясняется тем, что с ростом мощности увеличиваются поверхности нагрева, работающие при сверхкритическом или высоком давлении. Соответственно увеличиваются суммарная протяженность труб и количество сварных соединений, являющихся вероятным

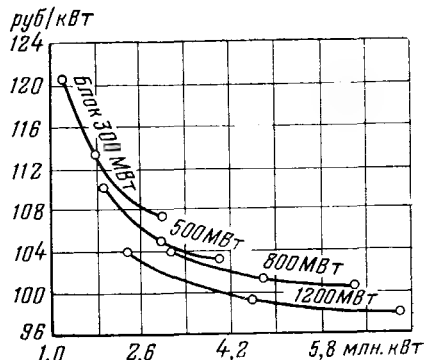


Рис. 22.1. Удельные капиталовложения в зависимости от мощности электростанций и единичной мощности энергетических блоков.

очагом аварийных ситуаций. Возрастают температурные неравномерности, повышающие вероятность аварийных остановок.

Сохранить надежность более крупных энергетических блоков на уровне уже освоенных блоков — трудная задача. Возникает серьезная проблема повышения качества изготовления паровых котлов и культуры их эксплуатации.

Повышение единичной мощности энергоблока связано с соответствующим увеличением габаритов и котла и турбины. Для блока 800 МВт высота котла, сжигающего пылевидное топливо, достигает 90 м и более, что требует соответствующего увеличения размеров здания. Увеличиваются сечения топки и конвективных газоходов с соответствующим возрастанием трудностей рациональной организации аэродинамики газовых потоков. Усложняются монтаж и эксплуатация оборудования.

В результате при традиционном конструктивном исполнении поверхностей нагрева и неизменной технологии их производства возникает компоновочный барьер, затрудняющий дальнейший рост единичной мощности котла. Выходом из этого положения является интенсификация теплообмена в поверхностях нагрева. Современные металлургия и производство паровых котлов подготовлены для изготовления интенсифицированных профилей поверхностей нагрева, позволяющих радикально изменять конструкцию как отдельных элементов, так и всего агрегата. Это решает задачу уменьшения габаритов котла, повышения его надежности и экономичности. Интенсифицированные поверхности нагрева в настоящее время уже широко применяются.

Повышение единичной мощности энергетических блоков обычно связано с ростом мощности ТЭС, для которой удельные капиталовложения также уменьшаются, ускоряются темпы строительства. Однако по мере роста мощности ТЭС выгоды от снижения капитальных вложений менее резко выражены (рис. 22.1).

Коэффициент полезного действия энергоблока и ТЭС в целом существенно зависит от начальных параметров пара. Однако повышение начальных параметров пара связано с преодолением больших технических трудностей. Возможность повышения температуры и давления в первую очередь определяется характеристиками сталей, способных надежно работать при высоких параметрах перегретого пара.

Давление как параметр рабочей среды оказывает определяющее влияние на выбор типа котла. В области ДКД принципиально возможно применение паровых котлов любого типа: прямоточных, барабанных с естествен-

ной циркуляцией и барабанных с многократной принудительной циркуляцией. Последние не получили применения в отечественной энергетике. На всех ТЭС докритического давления обычно устанавливают барабанные котлы с естественной циркуляцией. Движущий напор циркуляции с повышением давления уменьшается, в связи с чем по условиям надежности циркуляции для них установлено предельное давление в барабане 17 МПа. Дальнейшее повышение давления может привести к потере надежности. Использование труб с внутренней спиральной нарезкой, увеличивающей турбулизацию пристенного слоя жидкости, позволяет несколько повысить этот предел.

Определяющее влияние давления на выбор типа котла ограничивается мощностью энергоблока. При очень большой мощности резко возрастает стоимость барабана, являющегося наиболее металлоемким и дорогим элементом барабанного котла. Для блока, например, 500 МВт масса барабана достигает 200 т. Монтаж и эксплуатация такого котла сильно усложняются. Поэтому для энергетических блоков с барабанными котлами, несущих базовую нагрузку, предельная мощность обычно не превышает 400—500 МВт. Для СКД единственно возможными являются прямоточные котлы, которые в настоящее время сооружаются единичной мощностью до 4000 т/ч (для моноблоков 1200 МВт).

Температура перегретого пара еще в большей степени, чем давление, оказывает влияние на конструкцию котла и особенно пароперегревателя (см. рис. 18.12).

При одной и той же температуре пара температура металла поверхности нагрева пароперегревателя выше, чем паропровода, и это превышение зависит от интенсивности обогрева. Комбинируя различные марки сталей для пароперегревателей и паропроводов, соединяющих как элементы пароперегревателя между собой, так и котел с турбиной, стремятся максимально снизить стоимость металла с сохранением необходимой надежности работ.

При выборе параметров перегретого пара следует учитывать, что стоимость металла пароперегревателя и паропроводов увеличивается с ростом температуры (рис. 22.2). Это увеличение стоимости различно в зависимости от температурной зоны работы металла. Так, переход от малоуглеродистой стали перлитного класса на низколегированные стали того же класса в зоне температуры 450—550°C не сопровождается существенным удорожанием пароперегревателя, поскольку небольшое повышение стоимости металла вследствие присадки легирующих добавок сопровождается

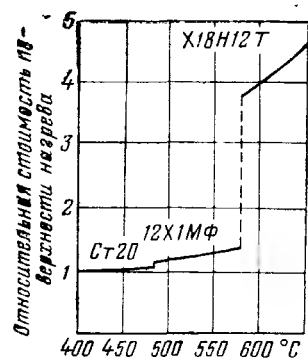


Рис. 22.2. Относительная стоимость поверхности нагрева в зависимости от расчетной температуры стенки (за единицу принята стоимость стали 20 при температуре 450°C) и температурная область применения.

некоторым снижением расхода металла, вызванном повышением его прочности или уменьшением толщины стенки. Однако перлитная сталь по своей природе может обеспечить надежную работу металла при температуре не выше 580—585°C (температура пара 545°C). При более высокой температуре металла приходится переходить к существенно более высоколегированной аустенитной стали, удельная стоимость которой и, следовательно, капиталовложения резко (в 5—8 раз) возрастают. В то же время в пределах применимости выбранной марки стали с ростом температуры капиталовложения увеличиваются медленно в соответствии со снижением допускаемого при этом напряжения и увеличением расхода металла. Поэтому в пароперегревателе, особенно его горячем пакете и радиационной части, очень важно обеспечить высокий коэффициент теплоотдачи на паровой стороне и тем самым снизить температуру металла. Учитывая возможности перлитных сталей, новые котлы сооружают на выходную температуру пара 560°C при ДКД 14 МПа (бабанные котлы) и 545°C при СКД 25,5 МПа (прямоточные котлы). Температуру пара после промежуточного перегрева обычно принимают на уровне температуры свежего пара или несколько выше (545—565°C), так как рабочее давление здесь существенно ниже.

Вид топлива и его качество оказывают существенное влияние на конструкцию котла. Отличительная особенность ископаемого твердого топлива — наличие в нем золы. Температурные характеристики золы и ее состав определяют выбор метода сжигания топлива и удаления золы. Они оказывают влияние на выбор температуры продуктов сгорания на выходе из топочной камеры. Выбор этой температуры должен обеспечить поступление золы в конвективные газоходы в гранулированном состоянии, гарантирующем отсутствие шлакования поверхностей нагрева. Чем выше эта температура, тем меньше по размерам топочные экраны, тем меньше габариты топ-

ки. Наоборот, большее охлаждение продуктов сгорания требует развития топочных экранов и соответствующего увеличения размеров топки и поверхностей всего котла, поскольку конвективные поверхности будут работать при сниженных температурных напорах.

Во избежание быстрого износа поверхностей нагрева приходится ограничивать скорость продуктов сгорания в конвективных газоходах, а это связано с понижением интенсивности теплообмена и необходимостью увеличить поверхность нагрева и затраты металла на их изготовление. Уменьшение скорости, особенно в установках большой мощности с большими расходами топлива и продуктов сгорания, требует существенного увеличения сечения газоходов, вызывающего большие неравномерности скоростей и температур газовых потоков, понижающих надежность котла. Усложняется и его конструкция. Выходом из такого компоновочного затруднения является переход к более сложной и тяжелой Т-образной компоновке (см. рис. 21.1,б).

Газомазутные электростанции не нуждаются в сложном и дорогостоящем оборудовании для подготовки топлива, поверхности нагрева не подвергаются зловому износу, что позволяет повысить скорость продуктов сгорания, интенсифицировать работу поверхностей нагрева. В результате котлы, работающие на мазуте, более компактны. Сжигание мазута и газа повышает надежность и экономичность котельной установки. Отсутствие минеральных примесей в газе и ничтожно малое их содержание в мазуте позволяют выбрать оптимальную и экономически выгодную (или близкую к ней) по условиям минимальной стоимости котла температуру на выходе из топочной камеры, которая существенно выше температуры, определяемой условиями предотвращения шлакования в пылеугольных котлах. Для газомазутных котлов эта температура принимается около 1250°C. При столь высокой температуре продуктов сгорания на выходе из топки доля лучистого теплообмена в топочной камере невелика, а с учетом возможности достижения по условиям горения более высоких тепловых напряжений топочного объема суммарная поверхность топочных экранов и размеры топки, главным образом ее высота, меньше.

Высокая температура продуктов сгорания в конвективных газоходах в совокупности с применением их высоких скоростей без опасения злового износа позволяет интенсифицировать передачу теплоты и при возросшем теплосъеме, не увеличивая конвективные поверхности нагрева и затраты металла на их изготовление, уменьшить сечение газоходов и таким образом габариты всего котла.

При сжигании высокосернистого мазута металл поверхностей нагрева в газовом тракте при соответствующих условиях подвергается коррозии. Основным методом борьбы с высокотемпературной коррозией является поддержание температуры стенки поверхностей нагрева на уровне, меньшем 600°C . Борьба с низкотемпературной газовой коррозией ведется повышением температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель и применением коррозионно-стойких материалов и покрытий. Эти методы рассмотрены в гл. 19.

Отличительная особенность электроэнергетики состоит в том, что это единственная отрасль народного хозяйства, в которой готовая продукция не складывается, а полностью и одновременно расходуется в соответствии с ее выработкой. Эта особенность положена в основу взаимосвязи между режимами работы потребителей электрической энергии и электрических систем. Отсюда вытекает одна из важных задач — организация оптимальных режимов работы электрических систем, электростанций и входящего в их состав энергетического оборудования.

Суммарная, развиваемая всеми агрегатами системы в каждый момент мощность называется *нагрузкой системы*. На рис. 22.3 представлен возможный суточный график электрической нагрузки энергосистемы, включающий все потребители электроэнергии: промышленные и сельскохозяйственные предприятия, электрифицированный транспорт, осветительные и коммунально-бытовые установки. Пиковый характер графика нагрузки обусловлен сменностью работы предприятий, резкой неравномерностью работы транспорта, осветительных и других установок.

По степени загрузки и использования электрической мощности блока различают *базовую нагрузку* с годовым использованием максимальной (установленной) мощности $\tau_{\text{макс}} = 6000 \div 7500$ ч, полупиковую с $\tau_{\text{макс}} = 2000 \div 4000$ ч и пиковую с $\tau_{\text{макс}} < 2000$ ч. Крупные

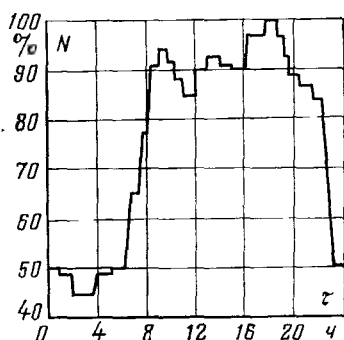


Рис. 22.3. Суточный график нагрузки энергетической системы.

энергетические блоки СКД обычно несут базовую нагрузку, они мало приспособлены для маневренных режимов. Основными особенностями эксплуатации маневренных блоков являются малое число часов использования номинальной мощности и повышение скорости пуска оборудования. Для несения маневренных нагрузок создаются полупиковые и пиковые агрегаты, специально приспособленные для таких режимов. Энергоблоки ДКД лучше приспособлены для работы в маневренных режимах.

Блоки СКД требуют большего времени растопки котла и прогрева паропроводов, большего расхода теплоты на пуск, они более трудны в управлении, у них быстрее изнашивается и выходит из строя арматура, особенно регулирующая при частых пусках, в металле оборудования возникают большие термические напряжения при частых переменных режимах, тем большие, чем выше давление. Для европейской территории СССР целесообразны маневренные энергоблоки ДКД мощностью 500 МВт. Для предотвращения интенсивной эрозии лопаток последних ступеней турбины, особенно при переменных режимах, в маневренных блоках сохраняется вторичный перегрев пара, хотя он удорожает установку.

По условиям надежной работы перлитных сталей в полупиковых и пиковых режимах температура свежего и вторично-перегретого пара может быть принята $530\text{—}535^{\circ}\text{C}$. Условия предотвращения эрозии последних ступеней турбины налагают ограничения на нижний предел ограничения температуры перегретого пара $480\text{—}500^{\circ}\text{C}$. В итоге предпочтительной оказывается температура пара $510/510^{\circ}\text{C}$ по соображениям меньшей металлоемкости пароперегревателя и потому меньшей затраты времени и средств на пуск блока.

При выборе начального давления пара руководствуются тем, что давления 13 и 16 МПа обеспечивают примерно равноэкономичные показатели работы блоков. Также равноценны маневренные качества блоков на этих давлениях. Учитывая положительный опыт эксплуатации паротурбинных установок на 13 МПа, признано целесообразным маневренные блоки сооружать на такое же начальное давление.

В процессе эксплуатации в барабанах мощных котлов высокого давления энергетических блоков 100—200 МВт наблюдались случаи образования трещин коррозионно-усталостного происхождения из-за неравномерности температурных полей при нестационарных режимах. Для барабанов более мощных блоков (500 МВт) ввиду увеличения их размеров и толщин стенки опасность образования больших температурных неравномерностей и на-

пряжений возрастает, особенно при переменных режимах, характеризующихся частыми пусками и остановами оборудования. Прямоточные котлы не имеют таких тяжелых металлоемких элементов, как барабан; они легче и быстрее пускаются и останавливаются. Для маневренных блоков целесообразны прямоточные котлы.

Маневренный паровой котел должен быть компактным, содержать минимальную массу металла и других материалов, характеризующих его аккумулирующую способность. Чем она меньше, тем меньше требуется времени для перевода его из одного теплового состояния (режима) в другое. Это условие легче реализуется в газомазутных котлах. В этих котлах и шире диапазон рабочих нагрузок по условиям эффективного и устойчивого сжигания топлива.

Ввиду меньшего числа часов использования пиковых котлов и ради их удешевления за счет снижения расхода металла на низкотемпературные поверхности нагрева температура уходящих газов для них принимается обычно на уровне 160–180°C.

По условиям удобства эксплуатации все поверхности нагрева маневренного блока должны быть дренируемыми, и поэтому конвективные элементы выполняются с горизонтальным расположением труб.

В целях охвата большего диапазона нагрузок по условиям надежного охлаждения поверхностей нагрева в прямоточных маневренных котлах применяют повышенную массовую скорость рабочей среды с тем, чтобы обеспечить надежность и при низких нагрузках. Этой же цели служит рециркуляция рабочей среды в экранах специальными насосами.

22.2. ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

На электростанциях большинство прямоточных котлов работает при СКД в энергоблоках мощностью 300 МВт и выше. В эксплуатации находятся также прямоточные котлы ДКД, установленные в энергоблоках 150–200 МВт, но их производство для крупной энергетики прекращено.

В 60-х годах мощные прямоточные котлы изготавливались главным образом двухкорпусными, т. е. в виде двух симметричных корпусов, составляющих с турбиной дубль-блок. При этом возможна работа энергоблока с одним корпусом при отключенном любом другом. Эксплуатация не выявила существенных преимуществ по надежности энергоблоков с двухкорпусными котлами в сравнении с однокорпусными. Недостатки же их (более сложная

компоновка оборудования, увеличенное число потоков рабочей среды, увеличенное количество сложной арматуры) усложнили эксплуатацию. Это способствовало переходу к производству однокорпусных паровых котлов для работы в моноблоке. При этом сокращается число рабочих потоков, укрупняется вспомогательное оборудование (РВП, ДВ, ДМ и др.).

Однокорпусные котлы для энергоблоков 300 МВт выполняются с призматической (открытой) топочной камерой без пережима, что позволяет снизить до безопасного уровня средние тепловые нагрузки топочных экранов в зоне ядра факела. Этому же служит рециркуляция продуктов сгорания, отбираемых при относительно низкой температуре из конвективного газохода (обычно за экономайзером) и подаваемых дымососом рециркуляции в топочную камеру. Уменьшено тепловосприятие рабочей среды в НРЧ, что, кроме стабилизации температурного режима экранов, способствует уменьшению высокотемпературной коррозии. Сжигание организовано при минимальных избытках воздуха, позволяющих эффективно бороться с низкотемпературной газовой коррозией и интенсивным загрязнением поверхностей нагрева.

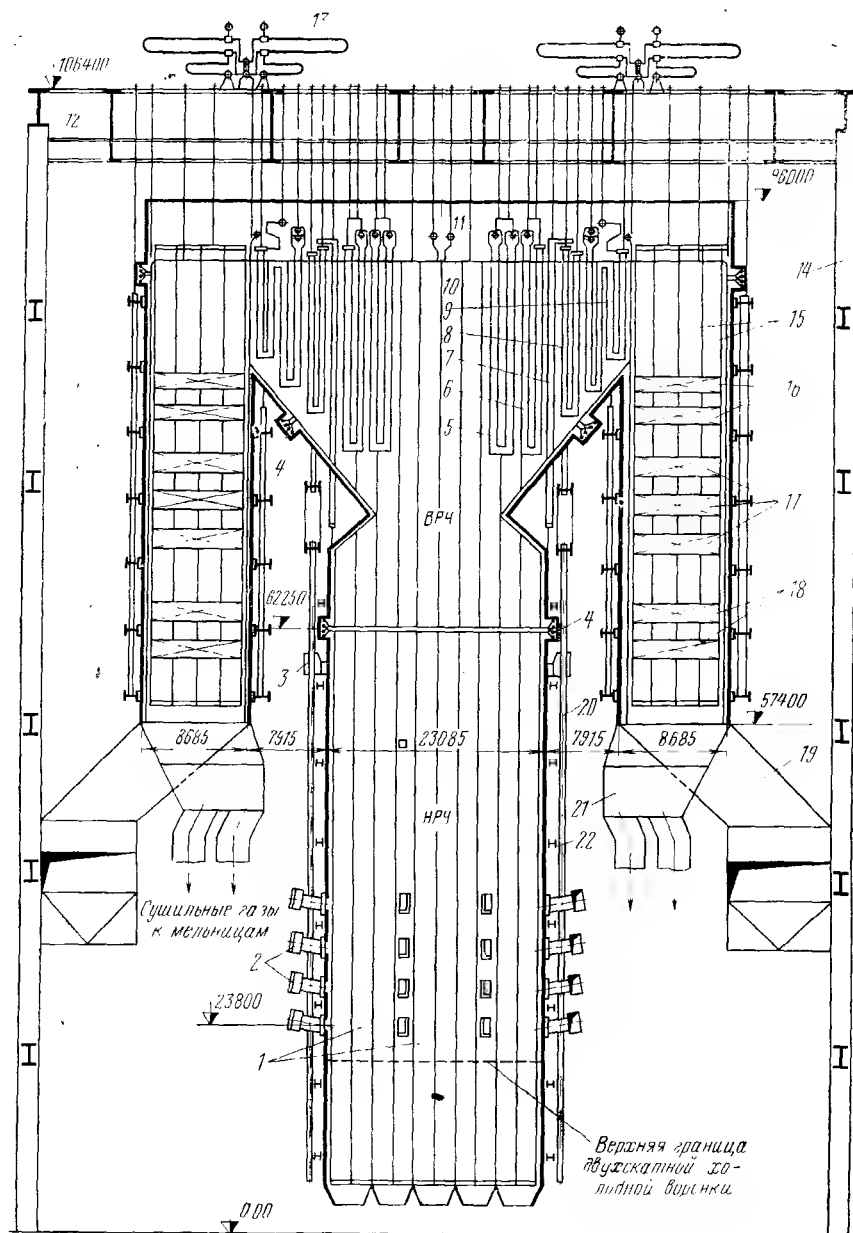
В последние годы широкое распространение получили котлы с газоплотными ограждениями. Принцип газоплотности легче реализуется при выполнении топочных экранов из вертикальных панелей с одноходовым движением рабочей среды. Такая возможность появляется в котлах высокой производительности.

Газоплотные ограждения позволяют существенно повысить экономичность и надежность оборудования. Основные преимущества газоплотных котлов: отсутствие присосов в топку и газоходы (снижение q_2); уменьшение собственного расхода энергии на транспорт воздуха и продуктов сгорания при замене дымососа дутьевым вентилятором; возможность реализации оптимального режима горения с предельно малыми избытками воздуха и тем самым предотвращение низкотемпературной коррозии и сильного загрязнения поверхностей нагрева, а при сжигании сернистого мазута — и высокотемпературной коррозии; замена тяжелой обмуровки легкой тепловой изоляцией (уменьшение потери теплоты и сокращение продолжительности пусков и остановов, облегчение каркаса и фундамента котла); облегчение очистки топки от шлака и сажи обмывкой экранов водой без повреждения обмуровки.

Применение наддува предъявляет ряд требований к конструкции котла: предпочтительнее однокорпусное его исполнение, уменьшающее удельную поверхность дорогостоящих

Рис. 22.4. Паровой котел П-67.

1 — цельносварные экраны топочной камеры; 2 — горелки; 3 — ввод рециркулирующих газов; 4 — узлы перемешивания (горизонтальные разъемы); 5 — ШПП I; 6 — ШПП II; 7 — фестон; 8 — ШПП III (выходной пакет пароперегревателя СКД); 9 — выходной пакет промпарогревателя; 10 — потолочные трубы; 11 — «теплый ящик»; 12 — хребтовые балки; 13 — ППТО; 14 — колонны главного здания; 15 — цельносварные экраны конвективной шахты; 16 — первая ступень КПП СКД; 17 — первая ступень промпарогревателя; 18 — экономайзер; 19 — короб отвода газов в ТВП; 20 — подвесные трубы балок жесткости («горячие» подвески); 21 — короб отвода сушильных газов к мельницам; 22 — пояса жесткости.



газоплотных стенок; ограждение топки и газоходов сварными экранными панелями; уменьшение числа автономных регулируемых потоков рабочей среды, позволяющее наряду с другими достоинствами, общими для котлов всех типов, обеспечить минимальный объем сложной герметизации в местах прохода труб через газоплотные стенки; уменьшение размера фронта топочной камеры и соответствующее увеличение глубины и высоты (сокращение числа последовательно включенных, но свариваемых параллельно между собой экранных панелей); в целях уменьшения разности температур между свариваемыми панелями — рециркуляция рабочей среды в настенных поверхностях нагрева и байпасирование ее мимо обогреваемых поверхностей нагрева.

В котлах с наддувом выход труб перегревателя СКД выполняется через сварные панели потолка, имеющего второе перекрытие. Конвективные пакеты промпарогревателя располагают в опускном газоходе горизонтально и для уменьшения влияния возможных температурных неравномерностей его секционируют по ширине газохода на автономные параллельные потоки. Все стены конвективной шахты также покрыты газоплотными экранами из труб экономайзера или пароперегревателя.

Экономайзер, ППТО и РВП в основном выполняют такими же, как и для котлов, работающих с уравновешенной тягой. Особенно-

стью условий работы каркаса является восприятие усилий от наддува поясными балками, расположенными на расстоянии около 3 м друг от друга.

Современные крупные агрегаты конструируются таким образом, что основной несущий каркас котла совмещается с каркасом здания (см. § 21.1). При этом совмещении достигается заметная экономия металла, например для газомазутного котла ТГМП-204 около 1500 т на один энергоблок мощностью 800 МВт. Такая конструкция применяется на новых котлах энергоблоков мощностью 500, 800 и 1200 МВт, не только газомазутных, но и пылеугольных.

Примером однокорпусного агрегата большой мощности на сверхкритические параметры пара может служить котел для сжигания канско-ачинских углей (рис. 22.4). Котел П-67 имеет $D=2650$ т/ч с параметрами пара 25,5 МПа, 545/545°C для энергоблока 800 МВт. Компонировка Т-образная, конструкция подвесная к зданию. Котел выполнен в газоплотном исполнении, но предназначен для работы с уравновешенной тягой. Топочная камера — открытая, квадратного сечения с использованием прямооточных тангенциально расположенных горелок в четыре яруса по две группы на каждой стенке топки. Удаление шлака производится в твердом состоянии.

С учетом повышенной взрывоопасности пыли канско-ачинских углей и большого расхода топлива котел оборудуется системой пылеприготовления с прямым вдуванием грубо размолотой топливной пыли в топочную камеру мельничными вентиляторами и газовой сушкой топлива.

В целях уменьшения шлакования стен сжигание канско-ачинских углей организовано при низкой температуре (менее 1260°C) и с низким средним тепловым напряжением топочных экранов. Этой же цели служит рециркуляция продуктов сгорания (около 20%), отбираемых из поворотной камеры через экранированный газосход при температуре 670°C и подаваемых в горелки после газовой сушки топлива. Тангенциальное расположение горелок позволяет организовать в центре топки вихревой вертикальный факел, при котором до минимума сводятся возможности прямого воздействия факела на топочные экраны.

Поверхности нагрева, расположенные за топочной камерой, выполнены ширмовыми, что уменьшает вероятность шлакования. С этой же целью в верхней части топки предусмотрена присадка через сопла 10% рециркулирующих газов, обеспечивающих поддержание температуры перед ширмами не выше 1025°C. Газы забираются двумя дымососами за экономайзером при температуре 350°C.

Обс конвективные шахты размером в сечении 23 085×8685 мм симметричны. Отличительной особенностью конвективных шахт является установка в средней части каждого газохода двух вертикальных газоплотных стенок с двусторонним обогревом. Эти стенки образуют свободный от поверхностей нагрева газовой коридор шириной 2300 мм, по которому продукты сгорания при температуре около 800°C отбираются перед входом в конвективную шахту и отводятся к мельницам-вентиляторам (рис. 22.4, поз. 21). Газовый коридор делит пополам каждую конвективную шахту. Таким образом, всего образуется четыре конвективные шахты. Трубчатый воздухоподогреватель располагается в отдельном пролете главного здания.

Водопаровой тракт выполнен из двух несмешивающихся самостоятельно регулируемых потоков, расположенных симметрично относительно вертикальной оси котла. Последний обслуживается мостовым краном грузоподъемностью 30 т, грузовым и пассажирским лифтами.

На рис. 22.5 показан газомазутный котел ТГМП-1202 подвесной конструкции для энергоблока 1200 МВт. Однокорпусная конструкция котла позволила выполнить его с одноходовым восходящим движением рабочей среды в экранах топочной камеры при допустимых значениях массовой скорости $w_p \approx 2000$ кг/(м²·с). Котел работает под наддувом. Топочная камера размером в плане 31 280×10 420 мм экранирована мембранными панелями блоками. Ширина блоков унифицирована. Унифицированы также ограждающие блоки конвективного и соединяющего горизонтального газоходов. Большая глубина топки способствует свободному развитию факела и предотвращению наброса его на стенки топки. Рас топка ведется на мазутных форсунках. Для снижения растопочной нагрузки (до 0,15 $D_{ном}$) и повышения надежности сварных экранов агрегат оборудован системой рециркуляции среды, которая работает до на-

грузки 40—50% $D_{ном}$. Расположение горелок — двухфронтное, в три яруса. В верхнюю и нижнюю части топки вводятся газы рециркуляции, отбираемые за экономайзером. Движение среды в экранах топочной камеры — одноходовое. Растопочные узлы — по одному на каждый поток. Водопаровой тракт СКД — двухпоточный. Пароперегреватель СКД ($D=3950$ т/ч) расположен в горизонтальном газоходе. Он состоит из последовательно расположенных в газовом тракте ширм и двух ступеней конвективного пароперегревателя. На тракте СКД предусмотрены два впрыска: первый — перед ширмами в количестве 5%, второй — перед выходной ступенью КПП в количестве 2%.

Тракт низкого давления состоит из регулирующего, промежуточного и выходного пакетов. Через регулирующий пакет при номинальной нагрузке на мазуте проходит около 30% пара, остальные 70% байпасируются мимо пакета. После смещения в коллекторе пар поступает в промежуточный пакет, а оттуда в выходной.

Экономайзер состоит из двух пакетов. Установлено четыре воздухоподогревателя регенеративного типа диаметром 12,9 м.

Полуцикловый прямооточный котел ТМП-501 паропроизводительностью 1800 т/ч на давление 14 МПа с двойным перегревом пара 515/515°C предназначен для работы в блоке с турбиной 500 МВт. Выполнен он по П-образной схеме (рис. 22.6). Топка — открытая призматическая со слабонаклонной навивкой экранов на всех стенах в области НРЧ. Это препятствует образованию значительных тепловых перекосов в зоне интенсивного обогрева рабочей среды, которые наиболее вероятны при низких нагрузках и переходных режимах, когда отдельные стены обогреваются неравномерно. В менее обогреваемой зоне ВРЧ топочные экраны выполнены в виде вертикальных панелей. Отсутствие значительных тепловых неравномерностей рабочей среды между параллельными трубами позволило их выполнить цельносварными, а котел — газоплотным.

При сравнительно невысоких температурах перегретого пара все поверхности нагрева котла выполнены из перлитной стали, более надежно работающей в условиях переменной температуры, чем аустенитная сталь. Той же цели повышения надежности служат малые толщины стенок коллекторов (менее 36 мм), препятствующие возникновению значительных термических напряжений. Это стало возможным благодаря применению умеренного давления. Температура свежего пара регулируется впрыском воды в поток пара, а температура вторично-перегретого пара — рециркуляцией продуктов сгорания, вводимых в топку через горелки, при полной же нагрузке — еще и впрыском в него воды.

С учетом повышенной коррозионной опасности при малых нагрузках, а также частых растопках и остановках предусмотрены два аппарата РВП с фарфоровой насадкой в холодной части и калориферная установка, обеспечивающая высокий подогрев воздуха при всех режимах. Котел подвешен к хребтовым балкам здания.

На рис. 22.7 показан паровой котел электростанции «Гевин» (США) для энергоблока 1300 МВт. Он представляет собой однокорпусный агрегат П-образной компоновки. Топочная камера для сжигания каменных углей открытого типа со встречным расположением горелок и твердым шлакоудалением. Ширина, глубина и высота топки соответственно равны 34,4; 15,8 и 61 м. Основные особенности котла: оборудован 14 валковыми СХМ, по 7 шт. с каждой стороны; полная производительность обеспечивается работой 10—12 мельниц, остальные — в резерве: воздушная сушка топлива, пылеприготовление по прямой схеме вдувания; капитальный ремонт мельниц 1 раз в 2 года; топливо подается в мельницы ленточными транспортерами в закрытом исполнении со встроенными автоматическими весами для определения расхода топлива; от каждой мельницы к горелкам идет по восемь пылепроводов значительной длины, чем обеспечивается компенсация перемещения горелок из-за терми-

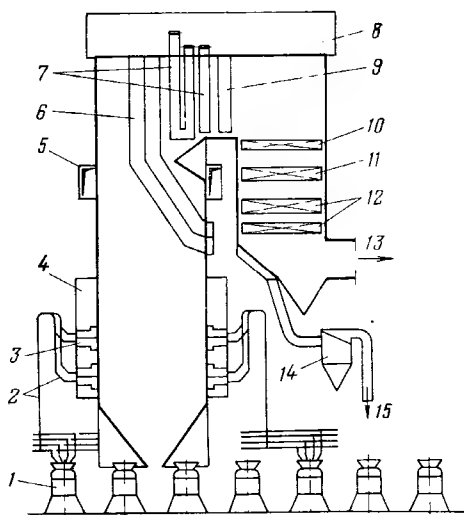


Рис. 22.7. Прямоточный котел ($D=4438$ т/ч, $p=27,3$ МПа, $543/538^\circ\text{C}$).

1 — СХМ; 2 — пылепроводы; 3 — горелка; 4 — короб вторичного воздуха; 5 — короб ввода газов рециркуляции; 6 — двухсветные экраны; 7 — выходная ступень основного пароперегревателя; 8 — «теплый ящик»; 9 и 11 — промпароперегреватели; 10 — входная ступень основного пароперегревателя; 12 — экономайзер; 13 — к РВП; 14 — пылеочистка рециркулирующих газов; 15 — к дымосу рециркулирующих газов.

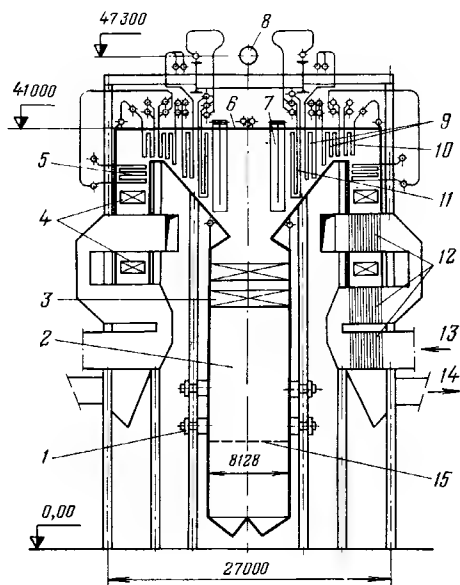


Рис. 22.8. Барабанный котел ТПЕ-211 ($D=670$ т/ч; 14 МПа).

1 — горелка; 2 — топка; 3 — радиационная панель пароперегревателя; 4 — экономайзер; 5 — регулирующая ступень пароперегревателя; 6 — потолочный пароперегреватель; 7 — ширма; 8 — барабан; 9 — промпароперегреватель; 10 и 11 — конвективные пакеты основного пароперегревателя; 12 — воздухоподогреватель; 13 — вход холодного воздуха; 14 — уходящие газы; 15 — верхняя граница холодной воронки.

рых размещены высокотемпературные конвективные поверхности пароперегревателя.

Открытая топочная камера призматической формы длинной стороной расположена поперек главного зда-

ния. Стены ее экранированы паробразующими панелями. По всей высоте она симметрично разделена двухсветным экраном на две параллельно работающие топки. Внизу двухсветный экран вместе с противоположными настенными экранами образует две холодные воронки. Каждая секция топки оборудована пылегазовыми горелками, установленными на боковых стенках в два яруса. Особенностью агрегата является расположение барабана перпендикулярно фронту. Барабан с внутренним диаметром 1800 мм и толщиной стенки 112 мм изготовлен из стали 16ГНМА.

Начальный перегрев свежего пара осуществляется в потолочном экране и радиационном пароперегревателе, расположенном в верхней части топки под пережимом на экранных трубах. Основной конвективный пароперегреватель и промежуточный пароперегреватель почти полностью размещены в горизонтальных газоходах. В промежуточный пароперегреватель пар поступает из турбины двумя потоками, каждый из которых в регулирующем байпасном клапане раздваивается и может быть частично направлен в дополнительную (регулирующую) поверхность пароперегревателя и частично с обводом ее непосредственно в конвективные пакеты. Температура перегретого пара высокого давления регулируется впрыском собственного конденсата. Экономайзер расположен в опускной шахте вместе с коллекторами. Воздухоподогреватель — трубчатый, трехходовой.

В традиционных конструкциях, когда экранные поверхности нагрева располагаются вдоль ограждающих стен топки, габариты агрегата получаются очень большими. Возможными путями уменьшение габаритов являются высокофорсированные вихревые топки, интенсификация теплообмена рабочих поверхностей нагрева и их развитие. Примером малогабаритного агрегата является котел ТГМ-444, разработанный ЦКТИ (рис. 22.9). Это барабанный котел в газоплотном исполнении для работы под наддувом. Топка — двухкамерная: внизу вихревой предтопок ЦКТИ, выше — топочная камера с открытыми настенными экранами. Развитие поверхностей нагрева достигается разделением топки по всей высоте на три отсека двумя двухсветными плавниковыми экранами, расположенными перпендикулярно фронту. Все экраны топочной камеры включены в контуры естественной циркуляции. Вместо большого числа опускных труб применены четыре водоопускных стояка диаметром 426×36 мм.

Шесть прямооточных газомазутных горелок расположены на фронтальной стенке по две в каждом отсеке. В зоне выхода продуктов сгорания из топки установлены 12 вертикальных цельносварных одноходовых шпир пароперегревателя. Теплонапряжение объема предтопка $q_{\text{ТВ}}^{\text{пр}} \approx 2$ МВт/м³, а топки в целом $q_{\text{ТВ}}^{\text{т}} \approx 0,7$ МВт/м³.

За топочной камерой расположены горизонтальный газоход и два вертикальных сомкнутых газохода. Все они ограждены цельносварными экранами. В вертикальных шахтах размещены ширококонвективные поверхности нагрева пароперегревателя. За ними на выходе из восходящего газохода продукты сгорания проходят экономайзер и, наконец, РВП (один на агрегат). Все поверхности нагрева дренируемы.

Преимущества котла: существенно меньшие габариты на 30—40%, уменьшение металлоемкости на 25—30%; сокращение строительного объема главного корпуса ТЭС, в том числе занимаемого собственно котлом в 2—3 раза; сокращение трудозатрат на изготовление и монтаж на 30—40%. Для котла характерна повышенная тепловая и технологическая универсальность. Последнее достигается применением топочного устройства для ряда ступеней мощности на основе выбора числа топочных модулей. Размеры топочного модуля: длина $M=4480$ мм при диаметре 3960 мм. Так, для описанного котла $D=500$ т/ч необходимы три модуля, т. е. дли-

Основные характеристики отечественных прямоточных пелловых котлов

Маркировка		Параметры пара		Топливо	Топка	Способ удаления шлака	Компоновка котла	Воздухоподготовитель	Газовый тракт (развернутое изображение)	Число автономных потоков	Тип навески НРЧ	Габариты котлов, м: верхняя отметка X ширина фронта X глубина по осям колонн	Примечание
по ГОСТ	заводская	Давление, МПа	Температура перегретого пара, °C										
Татарский котельный завод (ТКЗ)													
Пл-950/255Ж	ТПП-210	950	25,5	565	570	АШ, тощие угли и природный газ	Полукрытая	В жидком состоянии	П	Четыре РВП по два на корпус	Р	46,5X12,0X19,0	Два симметричных корпуса для блока 300 МВт
Пл-950/255ГМ	ТГМП-114	950	25,5	565	570	Природный газ и мазут	Открытая	—	П	То же	Р	36,2X12,8X18,0	То же
Пл-950/255Ж	ТПП-312	950	25,5	565	570	ГСШ	То же	В жидком состоянии	П	Два РВП	Р	51,0X18,6X23,6	Однокорпусный для блока 300 МВт
Пл-950/255ГМ	ТГМП-314	950	25,5	565	570	Природный газ и мазут	—	—	П	То же	Р	42,0X18,6X23,6	То же
Пл-950/255Ж	ТПП-322	950	25,5	565	570	ГСШ	—	В жидком состоянии	П	—	Н	42,5X21,0X25,5	—
Пл-950/255ГМ	ТГМП-324	950	25,5	565	570	Природный газ и мазут	—	—	П	—	Н	49,5X18,8X24,5	—
Пл-2500/255Ж	ТПП-200	2500	25,5	565	570	АШ и тощие угли	Полукрытая	В жидком состоянии	П	Десять РВП по пять на корпус	Р	45,5X20,1X21,1	Два симметричных корпуса для блока 800 МВт
Пл-2650/255	ТПП-804	2650	25,5	545	545	Кузнецкие каменные угли, ГСШ	Открытая	В твердом состоянии	Т	Три РВП	Р	87X71X17	Однокорпусный для блока 800 МВт
Пл-2550/255ГМ	ТГМП-204	2550	25,5	545	545	Природный газ и мазут	То же	—	П	Четыре РВП	Н	61,0X21,2X28,65	То же
Пл-3950/255ГМ	ТГМП-1202	3950	25,5	545	545	Природный газ и мазут	Открытая	—	П	Три РВП	Н	61X31X29	Однокорпусный для блока 1200 МВт
Подольский машиностроительный завод (ЗМО)													
Пл-950/255	ПК-39	950	25,5	585—565	570	Экзистуэский каменный уголь	Открытая	В твердом состоянии	Т	Четыре РВП	Р	42,2X44,0X12,0	Два симметричных корпуса для блока 300 МВт
Пл-950/255ГМ	ПК-41	950	25,5	565	570	Природный газ и мазут	Полукрытая	—	П	То же	Р	36,0X12,0X18,0	То же
Пл-950/255Ж	П-50	950	25,5	565	570	АШ и тощие угли	То же	В жидком состоянии	П	—	Р	51,42X12,0X19,0	—
Пл-950/255	П-59	950	25,5	565	570	Подмосковный бурый уголь	Открытая	В твердом состоянии	Т	Двухступенчатый РВП	Р	66,5X36,0X24,0	Однокорпусный для блока 300 МВт
Пл-1600/255Ж	П-49	1600	25,5	565	570	Сулонка назаровского бурого угля	Полукрытая	В жидком состоянии	П	Одноступенчатый РВП	Р	42,15X22,0X44,5	Два симметричных корпуса для блока 500 МВт
Пл-1650/255	П-57	1680	25,5	545	545	Экзистуэский каменный уголь	Открытая	В твердом состоянии	Т	Четыре РВП	Р	63,0X36,0X24,0	Однокорпусный для блока 500 МВт
Пл-2650/255	П-67	2650	25,5	545	545	Канско-ачинский уголь	То же	То же	Т	Одноступенчатый РВП	Р	110X60X23	Однокорпусный для блока 800 МВт

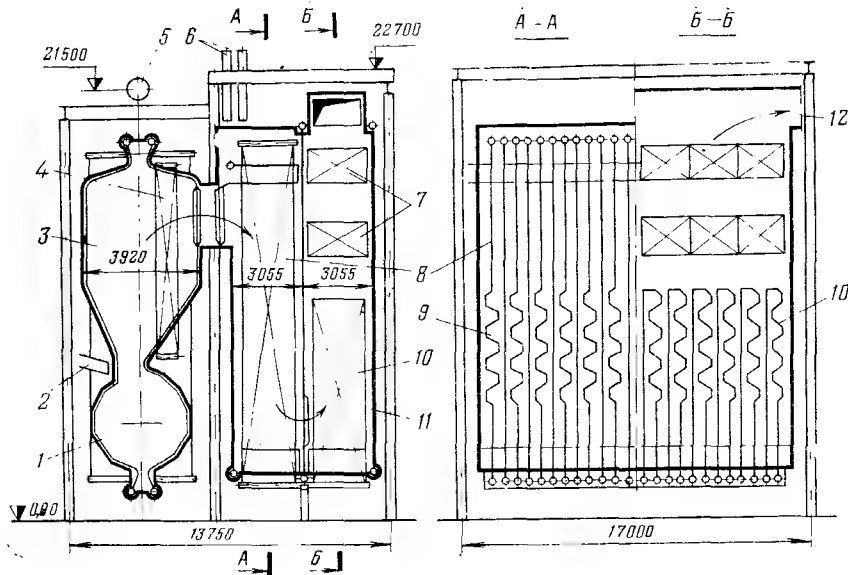
1 Или соответственно ширина и глубина по осям подвесных стоек.

Основные характеристики огнетехнических паровых котлов с естественной циркуляцией

по ГОСТ	Маркировка	Паропроизводительность, т/ч	Параметры пара		Топливо	Топка	Способ удаления шлака	Компоновка котла	Воздухонагреватель	Число ступеней испарения	Габариты котла, мм: верхняя отметка × ширина × высота по осям котла × высота по осям колонн	Примечание
			Давление, МПа	Температура								
				перегретого пара, °С								
Татаногский котельный завод (ТКЗ)												
Е-220/100	ТП-13	220	10	540	Каменные угли, коксовый и доменный газы	Открытая	В твердом состоянии	П	Двухступенчатый ТВП	2	31,1×16,13×11,2	—
Е-420/140ГМ	ТГМ-84	420	14	570	Природный газ и мазут	То же	—	П	Два РВП	3	31,4×15,4×13,9	Для установки в блоке с теплофикационной турбиной 100 МВт
Е-420/140	ТП-87	420	14	570	АШ, тощий уголь, природный газ	Полуоткрытая	В твердом состоянии	П	Двухступенчатый ТВП	2; 3	39,7×15,8×18,2	То же
Ен-480/140ГМ	ТГМ-96	480	14	570	Природный газ и мазут	Открытая	—	П	Три РВП	2	32,75×15,95×16,0	—
Ен-500/140ГМ	ТГМ-94	500	14	570	Природный газ и мазут	То же	—	П	Три РВП	2	32,9×18×20,9	Для энергоблока 150 МВт
Ен-640/140Ж	ТП-100	640	14	570	АШ, тощие угли и природный газ	„ „	В жидком состоянии	Т	I ступень РВП, II ступень ТВП	2	43,5×30,8×20,4	Для энергоблока 200 МВт
Ен-640/140	ТП-101	640	14	570	Рестонские сланцы	Открытая	В твердом состоянии	П	Одноступенчатый ТВП в отдельном газоходе	2	43×16,3×27,0	Для энергоблока 200 МВт
Ен-640/140	ТП-108	640	14	570	Фрезерный торф	То же	То же	П	Одноступенчатый ТВП	2	43,27×15,0×20,9	То же
Барнаульский котельный завод (БКЗ)												
Е-160/100ГМ	БКЗ-160-100ГМ	160	10	570	Природный газ и мазут	Открытая	—	П	Два РВП	2	25,43×8,11×10,23	—
Е-210/140	БКЗ-210-140	210	14	570	АШ и тощие угли	Полуоткрытая	В твердом состоянии	П	Двухступенчатый ТВП	2	33,2×8,12×16,0	—
Е-320/140	БКЗ-320-140	320	14	570	Каменные угли	Открытая	То же	П	То же	2	34,2×13,16×17,15	—
Е-320/140Ж	БКЗ-320-140ПГ	320	14	570	Назаровский бурый уголь	Полуоткрытая	В жидком состоянии	П	„ „	2	36,3×13,16×16,28	—
Е-320/140ГМ	БКЗ-320-140ГМ	320	14	570	Природный газ и мазут	То же	—	П	Два РВП	2	27,37×13,3×12,7	—
Е-420/140	БКЗ-420-140	420	14	570	Экибастульский каменный уголь	Открытая	В твердом состоянии	Т	Двухступенчатый ТВП в отдельном газоходе	2	37,9×11,15×25,44	Для установки в блоке с теплофикационной турбиной 100 МВт

Рис. 22.9. Малогабаритный газомазутный котел ТГМ-444 ($D=500$ т/ч; 14 МПа; 560°C).

1 — вихревой предтопок; 2 — горелка; 3 — камера охлаждения; 4 — топочная ширма; 5 — барабан; 6 — выносные циклоны; 7 — экономайзер; 8 — ширма; 9 — панель изогнутых труб; 10 — шармоконвективный пакет; 11 — подъемный газоход; 12 — к РВП.



на предтопка (ширина по фронту) $L=3M=3\cdot 4480=13\,440$ мм. Малогабаритные высокофорсированные котлы находятся в стадии промышленного освоения.

В табл. 22.1 и 22.2 приведены основные характеристики некоторых типов серийных паровых котлов: прямоточных и с естественной циркуляцией.

Глава двадцать третья

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

23.1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ И ПОКАЗАТЕЛИ

Основной задачей эксплуатации котлов является обеспечение их длительной надежной работы с максимальной экономичностью при соблюдении диспетчерского графика нагрузки.

График нагрузки электростанции обычно имеет ту или иную неравномерность, определенную структурой энергосистемы и ее связями с другими системами. Различают суточный, недельный и сезонный графики нагрузки. Как правило, в утренние и вечерние часы наблюдаются пики нагрузки, а в дневное и особенно ночное время происходит ее спад. Существенный спад нагрузки отмечается также в нерабочие дни, особенно в их ночное время. В сезонном аспекте наибольший уровень нагрузки, как правило, отмечается в период так называемого осенне-зимнего максимума. Различают *базовый*, *полупиковый* и *пиковый режимы работы* оборудования. Базовым считают режим эксплуатации оборудования преимущественно при постоянной нагрузке. В случае необходимости, однако, и в этом режиме эксплуатации допускаются изменение нагрузки, а иногда и отставновы в резерв на нерабочие дни. При *полупиковом режиме* эксплуатации оборудование останавливается в резерв в ночное время и на все нерабочие дни. При *пиковом режиме* оборудование эксплуатируется только в периоды пиков нагрузки.

В качестве основных показателей, характеризующих режим работы котла, приняты: КПД котла нетто при номинальной нагрузке и средний за рассматриваемый период эксплуатации;

коэффициент рабочего времени, равный отношению времени нахождения в работе котла $\tau_{\text{раб}}$ к календарному времени $\tau_{\text{кал}}$ за рассматриваемый период (месяц, год);

коэффициент готовности, равный отношению суммарного времени нахождения котла в работе и резерве к календарному времени;

коэффициент использования установленной мощности котла, равный отношению выработки пара за $\tau_{\text{раб}}$ к возможной выработке пара за $\tau_{\text{кал}}$ при работе котла с номинальной паропроизводительностью;

средняя и максимальная длительности кампании или в соответствии с терминологией в области надежности — наработка до отказа (под отказом понимается событие, заключающееся в нарушении работоспособности котла).

В базовом режиме оборудование должно эксплуатироваться с максимальными значениями перечисленных показателей. Естественно, что на оборудовании, эксплуатирующемся в полупиковом и пиковом режимах, такие эксплуатационные показатели не могут достигаться.

Изменения в структуре энергопотребления выражаются в постоянной тенденции к уплотнению графика нагрузок, особенно Единой европейской энергетической системе (ЕЕЭС). В связи с этим возможности эксплу-

атации энергоблоков только в базовом режиме все более сужаются. Такие условия эксплуатации в первую очередь должны обеспечиваться для энергоблоков СКД, являющихся наиболее экономичными. Вместе с тем в базовом режиме по различным причинам приходится эксплуатировать и часть менее экономичного оборудования. Непрерывно идет процесс демонтажа старого оборудования, и в отдельных энергосистемах его доля уже незначительна. В связи с этим блочные установки, в том числе и СКД, все в большей степени привлекаются для покрытия переменной части графика нагрузки, и все большее значение имеет маневренность оборудования.

В понятие *маневренности блоков* входят: показатели, определяющие диапазон рабочих нагрузок блоков; пускоостановочные характеристики оборудования; его динамические свойства; характеристики внезапных сбросов (набросов) нагрузки.

Условия эксплуатации оборудования при различных его нагрузках характеризуются регулируемым диапазоном и диапазоном допустимых нагрузок. В пределах *регулируемого диапазона* должно допускаться быстрое изменение нагрузки котла под воздействием системы автоматического управления без вмешательства эксплуатационного персонала. В этой области нагрузок не допускается изменение состава работающего вспомогательного оборудования, количества горелок котла и настроек автоматических регуляторов. В понятие диапазона *допустимых нагрузок* дополнительно входит область нагрузок от нижнего предела регулируемого диапазона до технического минимума нагрузки котла. В этой области предусмотрено относительно медленное изменение нагрузки в соответствии с диспетчерским графиком, в связи с чем допускается изменение состава работающего оборудования, количества горелок котла и для устойчивости горения — «подсветка» пылевого факела растопочным топливом. Допускается также изменение настройки или отключение отдельных автоматических регуляторов. Технический минимум нагрузки котла определяется надежностью температурного и гидравлического режимов топочных экранов, а также устойчивостью горения топлива или выходом жидкого шлака из летки.

Режим работы на любой из нагрузок с незначительными отклонениями параметров пара называют *стационарным*. Режимы, характеризующиеся изменениями нагрузки, а также отклонениями параметров пара в результате внутренних или внешних возмущений, называют *нестационарными*. Внутренними называют возмущения режима вследствие изменения одного или нескольких входных параметров

котла (расход или температура питательной воды, расход топлива или воздуха и т. п.). Соответственно внешними называют возмущения, связанные с изменением выходных условий (таких, как давление в общем паропроводе, нагрузка турбогенератора, степень открытия пускосбросных устройств и т. п.). Важным показателем является способность котла к быстрому изменению нагрузки, которую часто называют *приемистостью*. В основном она определяется динамическими свойствами котла, т. е. его реакцией на возмущения режима.

В значительной степени маневренные характеристики оборудования определяются его пускоостановочными режимами. В зависимости от технического назначения различают следующие типы останова котла:

1) в резерв, а также для ремонтных работ, не зависящих от теплового состояния котла и паропроводов, — проводится без расхолаживания оборудования;

2) в ремонт, с расхолаживанием всего оборудования или части его;

3) аварийный, — проводится по технологии, определяемой причиной останова и возможностью повторной растопки котла.

Растопкой котла называют режим, при котором происходит прогрев водопарового и газозоудушного трактов, начинается процесс генерации пара и его параметры постепенно повышаются до заданных значений. На блочных установках растопка котла является составной частью пуска блока. Окончанием растопки котла считается достижение параметров пара и паропроизводительности, при которых допускается производить «толчок» ротора турбины и повышать его частоту вращения. Такой режим часто называют *стартовым*. Режимы растопки котла и пуска блока существенно зависят от исходного теплового состояния оборудования. Эти режимы условно подразделяются на следующие: из горячего состояния; неостывшего состояния; холодного или близких к нему состояний. Для блочных установок эти режимы разграничиваются ориентировочно по длительности предшествующего простоя, соответственно менее 6—10, от 6—10 до 70—90 и более 70—90 ч. Для неблочных котлов граница между первой и второй группой растопок также определяется длительностью предшествующего простоя (6—10 ч), а между второй и третьей группой — потерей избыточного давления в котле и снижением температуры наиболее нагретого элемента до 150°C. Для прямоточных котлов принят еще дополнительно режим растопки из состояния горячего резерва.

В эксплуатационных условиях встречаются также режимы внезапных сбросов (набросов) нагрузки, вызванные частичным отключением вспомогательного обо-

рудования или срабатыванием соответствующих элементов электротехнического оборудования. При отключении турбогенератора от сети или выключателей на линиях электропередачи происходит сброс нагрузки блока. В зависимости от сборки электрической схемы и места отката этот сброс происходит до холостого хода или нагрузки собственных нужд. В ряде случаев после отключения выключателей на линиях электропередачи срабатывает автомат повторного включения (АПВ). В результате этого непосредственно вслед за сбросом нагрузки турбогенератора с незначительным интервалом времени следует ее наброс. При такой ситуации режим работы котла практически не изменяется.

23.2. СТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЛОВ

Стационарные условия работы рассматриваются почти во всех предшествующих главах книги. Поэтому в данной главе приводятся лишь некоторые дополнительные сведения эксплуатационного характера. В общем случае эксплуатация котла ведется в соответствии с *режимной картой*, в которой на основе испытаний заданы основные режимные показатели. Современные блочные установки оснащены вычислительной техникой, позволяющей получать текущие или усредненные за любой заданный период времени (например, за смену) показатели экономичности работы и состояния среды по водопаровому тракту котла. Получаемая информация позволяет при обслуживании котла оптимизировать режим его эксплуатации. Кроме того, ряд автоматических регуляторов обеспечивает поддержание того или иного оптимального процесса (например, регулятор воздуха поддерживает заданное содержание кислорода в дымовых газах). Для этих устройств в режимной карте указываются предельные отклонения параметров, при которых эксплуатационный персонал должен корректировать работу регуляторов, а при их повреждении переходить на ручное управление.

Регулирование экономичности процесса горения заключается в поддержании оптимального коэффициента избытка воздуха в топке (α_T) и распределение воздуха по отдельным горелкам в соответствии с распределением топлива. Оптимальное значение α_T определяют исходя из минимальных значений потерь (см. гл. 6). Равномерное распределение топлива и воздуха по горелкам котла способствует снижению максимальных температур стенок экранных труб, уменьшает так называемые перекосы температур дымовых газов на выходе из топки и создает наиболее благоприятные условия для обеспечения бесшлакового режима работы.

В эксплуатационных условиях важно обеспечить поддержание температур стенок труб в зоне обогрева не выше допустимых величин, определяемых примененной маркой стали и параметрами среды (см. гл. 10). Непосредственный контроль температур металла в зоне обогрева осуществляется лишь при испытаниях. В условиях эксплуатации контролируются и поддерживаются заданные значения

температур среды за отдельными поверхностями нагрева. При этом используются имеющиеся средства регулирования температур среды. В ряде случаев эти температуры могут превышать установленные значения. Например, на прямоточном котле это может быть следствием пониженного расхода питательной воды и повышенного расхода воды на впрыски (суммарного или на отдельные впрыски). Независимо от типа котла это также может быть следствием неудачной организации топочного режима. Так, высокое расположение ядра горения в топочной камере котла может привести к повышению температур пара за отдельными ступенями пароперегревателя, особенно за незащищенными пароохладителями. Неравномерное распределение топлива по горелкам котла может привести к повышению температур среды в одном из потоков. Такой режим приводит к увеличению тепловых разворов в отдельных поверхностях нагрева, что ограничивает допустимые температуры среды за ними. Естественно, что в эксплуатационных условиях должно производиться перераспределение расходов воды на питание прямоточного котла и впрыски, расходов топлива между ярусами горелок и по сторонам топок исходя из обеспечения надежной работы поверхностей нагрева. На барабанном котле дополнительно должен поддерживаться в допустимых пределах уровень воды в барабане. Его повышение приводит к уносу капель котловой воды, вследствие чего не только ухудшается качество пара, но и образуются внутренние отложения в трубах пароперегревателя, приводящие к росту температур их стенок, а иногда и к пережогу.

Температурный режим поверхностей нагрева существенно ухудшается также в случае появления течей (так называемых свищей) или разрывов отдельных труб. Для их своевременного обнаружения все в большей мере находят применение специальные сигнализаторы разрыва труб, действующие по акустическому принципу. При повышении допустимых температур среды за отдельными поверхностями нагрева и в случае разрыва труб котел останавливают (см. § 23.5). Помимо текущего контроля температурного режима котла состояние металла труб поверхностей нагрева, коллекторов и паропроводов, работающих при температурах 450°C и выше, контролируют периодически путем измерения геометрических размеров и выполнением металлографического анализа вырезанных образцов.

Важным направлением работы эксплуатационного персонала является организация режима с минимальной интенсивностью протекания низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей нагрева и газоходов. Как показано в гл. 16, для этого необходимо обеспечить сжигание сернистого мазута с малыми избытками воздуха (1,02—1,03) и поддерживать подогрев воздуха не ниже 70 перед трубчатыми и 60°C — перед регенеративными воздухоподогревателями. Наиболее сложно в эксплуатационных условиях обеспечить сжигание мазута с малыми избытками воздуха. При таком режиме необходимы: хорошая плотность топочной камеры, равномерное распределение топлива и воздуха между всеми горелками, кислородомеры с соответствующими шкала-

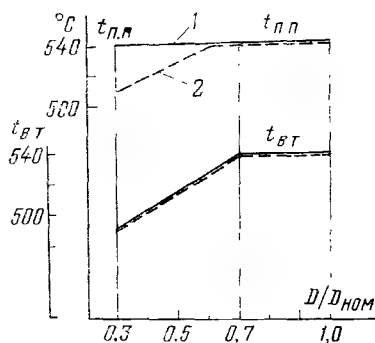


Рис. 23.1. Статические характеристики свежего и вторично-перегретого пара прямооточного (1) и барабанного (2) котлов.

ми и дымомеры. Несоблюдение этих условий может привести к увеличению отложений на поверхности нагрева сажи (ее воспламенение может повредить оборудование) и выбросу сажистых отложений в атмосферу.

Стационарные режимы при работе котла на различных нагрузках неодинаковы. Зависимость значения данного параметра среды или показателя режима работы от нагрузки называют его *статической характеристикой*. Как следует из изложенного в гл. 18, с ростом нагрузки доля радиационного тепловосприятия понижается, а конвективного — повышается. Поэтому на барабанном котле соответственно повышаются температуры свежего и вторично-перегретого пара, воды за экономайзером и горячего воздуха. На прямооточном котле, не имеющем фиксированной границы между парообразующей и пароперегревательной частями, температура свежего пара может оставаться постоянной. Пример статических характеристик и температур свежего и вторично-перегретого пара с использованием имеющихся средств их регулирования приведен на рис. 23.1.

С ростом нагрузки температура дымовых газов на выходе из топки возрастает. Соответственно увеличиваются объем продуктов сгорания и температурные напоры в конвективных поверхностях нагрева, что приводит к некоторому увеличению их тепловосприятия. Тем не менее в этих условиях температура уходящих газов возрастает и при неизменном избытке воздуха увеличиваются потери q_2 . В ряде случаев по условиям топочного режима или с целью поддержания заданной температуры пара на низких нагрузках работают с более высокими избытками воздуха. Тогда потери q_2 могут даже возрастать со снижением нагрузки. Потери теплоты с химическим недожогом q_3 , как правило, очень малы. Потери с механическим недожогом q_4 при росте нагрузки сначала снижаются из-за повышения температурного уровня горения, а затем могут возрасти вследствие сокращения времени пребывания частиц топлива в топочной камере. Потери теплоты в окружающую среду q_5 снижаются с ростом нагрузки. С учетом изложенного можно заключить, что зависимость КПД котла от нагрузки определяется сочетанием многих факторов: конструкцией котла, маркой сжигаемого топлива, воздушным режимом, присосами воздуха и т. п. Максимальный

КПД может иметь место при нагрузке ниже номинальной [в области $(0,8-0,9)D_{ном}$ при сжигании твердых топлив и $(0,6-0,7)D_{ном}$ на мазуте].

Изменение расхода топлива с изменением нагрузки котла определяется из соотношения балансовых уравнений

$$\frac{B_x}{B_n} = \frac{[D_{пе}^x(i_{п.п} - i_{п.в})^x + D_{вт}^x(i''_{вт} - i'_{вт})^x] \eta_{пк}}{[D_{пе}^n(i''_{п.п} - i_{п.в})^n + D_{вт}^n(i''_{вт} - i'_{вт})^n] \eta_{пк}}, \quad (23.1)$$

где $D_{пе}$, $D_{вт}$, $i_{п.п}$, $i''_{вт}$ — расходы и энтальпии свежего и вторично-перегретого пара; $i_{п.в}$ и $i'_{вт}$ — энтальпии питательной воды и пара на входе в промперегреватель; индексы «н» и «х» обозначают номинальную и сниженную нагрузки.

Если рассматривать снижение нагрузки блока с сохранением номинальных параметров пара, то, учитывая снижение $i_{п.в}$, $i'_{вт}$ при малом изменении $\eta_{пк}$, можно отметить, что расход топлива снижается в меньшей степени, чем нагрузка котла.

В результате испытаний и накопления опыта эксплуатации современных котлов установлено, что нижняя граница регулировочного диапазона составляет: 40—50% номинальной нагрузки при сжигании мазута, газа и углей с большим выходом летучих; 50—60% — для тощих и каменных углей; 60—75% — для котлов с жидким шлакоудалением. Технический минимум нагрузки обычно составляет 30—40% номинальной нагрузки.

23.3. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ В ДИАПАЗОНЕ ДОПУСТИМЫХ НАГРУЗОК

Рассмотрим основные нестационарные процессы, протекающие в котлах при наиболее характерных возмущениях режима их работы. В соответствии с законами сохранения массы и энергии для нестационарного режима котла запишем уравнения материального и теплового балансов:

$$G_{пост} - D_{отд} = \frac{d}{dt} (G_{вн}) \dots; \quad (23.2)$$

$$\eta_k Q_{пост} - Q_{отд} = \frac{d}{dt} (Q_{вн}) \dots, \quad (23.3)$$

где $G_{пост}$ и $Q_{пост}$ — количество поступивших в котел воды и теплоты; $D_{отд}$, $Q_{отд}$ — количество отданных котлом пара и теплоты; $G_{вн}$ и $Q_{вн}$ — количество воды и теплоты, содержащихся в котле.

Величина $G_{вн}$ равна массе воды и пара, содержащихся в котле (часто ее называют массовым заполнением). Величина $Q_{вн}$ определяется количеством аккумулированной в котле теплоты:

$$Q_{вн} = \sum G_m c_m t_m + \sum G_v c_v t_v + \sum D_{пч} t_{пч} \dots, \quad (23.4)$$

где c — теплоемкость, а индексы «м», «в» и «п» обозначают соответственно металл, воду и пар.

Особенности процессов, протекающих в барабанных и прямоточных котлах, определяются наиболее существенными отличиями этих типов котлов: положением границ парообразующей части, ее массовым заполнением и тепловой аккумуляцией. Следует, в частности, напомнить, что парообразующая часть барабанного котла имеет границы, фиксированные барабаном, а прямоточного котла — нефиксированные. Вследствие многократной циркуляции на выходе из экранной системы барабанного котла паросодержание незначительно и соответственно велико массовое заполнение. В то же время у прямоточного котла ввиду однократной циркуляции среды и роста паросодержания меньше массовое заполнение. Кроме того, по условиям циркуляции среды на барабанных котлах применяют экранные трубы большего диаметра, чем на прямоточных, что в свою очередь способствует повышению как массового заполнения, так и аккумуляции теплоты металлом. Барабан котла также способствует их увеличению, поэтому здесь больше

$$\frac{d}{d\tau}(G_{\text{вн}}), \quad \frac{d}{d\tau}(Q_{\text{вн}}).$$

Изложенное позволяет понять основные различия нестационарных процессов, протекающих в рассматриваемых двух основных типах котлов¹.

Рассмотрим режим увеличения расхода топлива B (тепловыделения в топке) при неизменном расходе питательной воды $G_{\text{п.в}}$. На

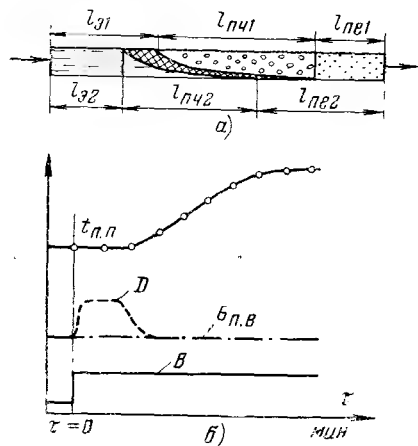


Рис. 23.2. Изменение режима работы прямоточного котла при увеличении расхода топлива.

a — перемещение границ парообразующей части; $б$ — изменение расхода и температуры пара.

¹ Более подробно процессы при нестационарных режимах и их математическое описание для котлов различных типов рассматриваются в [65, 68 и др.].

прямоточном котле (рис. 23.2) поверхность труб, необходимая для нагрева воды до температуры кипения, уменьшается и соответственно граница конца экономайзерной части перемещается навстречу потоку (от $l_{з1}$ до $l_{з2}$). Поверхность нагрева парообразующей части также уменьшается (от $l_{пч1}$ до $l_{пч2}$), и, кроме того, смещается граница ее начала. В связи с этим граница завершения парообразования в большей мере, чем граница экономайзерной части, перемещается навстречу потоку. При этом массовое заполнение котла уменьшается (см. заштрихованную площадь на рис. 23.2, a), а пароперегревательная часть котла увеличивается (от $l_{пел1}$ до $l_{пел2}$). Перемещение указанных границ происходит постепенно. Сначала перемещается граница начала парообразования, и вследствие испарения части воды, содержащейся в котле, расход пара D в течение некоторого времени превышает расход воды $G_{\text{п.в}}$. В этот период сохраняется пропорциональность соотношения B/D и температура свежего пара $t_{п.п}$ не изменяется (рис. 23.2, $б$). В дальнейшем по мере перемещения границы конца парообразующей части, а также увеличения аккумуляции теплоты в среде и металле труб $t_{п.п}$ возрастает. В котле СКД протекающие процессы можно представить аналогично, если в качестве парообразующей части рассматривать зону максимальной теплоемкости (ЗМТ) среды.

В барабанном котле в рассматриваемом случае процесс протекает иначе (рис. 23.3). Массовое заполнение котла в несколько раз больше, чем прямоточного, и поэтому в течение некоторого времени расход пара D оказывается больше расхода питательной воды G и уровень воды в барабане h снижается. Вместе с тем, поскольку при росте D давление в экранной системе и барабане возрастает, затрачивается теплота на подогрев содержащейся в котле воды до соответствующей температуры кипения. Поэтому рост D происхо-

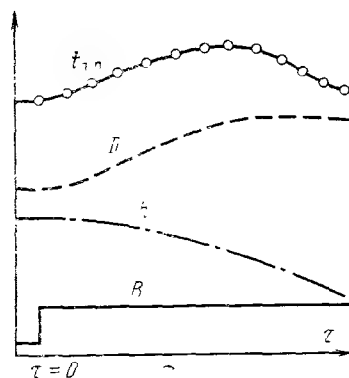


Рис. 23.3. Изменение режима работы барабанного котла при увеличении расхода топлива.

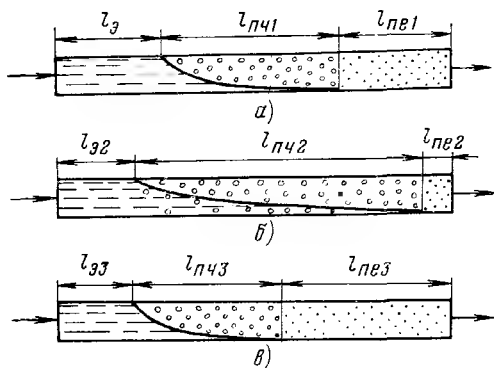


Рис. 23.4. Изменение положения границ парообразующей части прямооточного котла при резком увеличении расхода топлива.

а — режим до нанесения возмущения; б — после нанесения возмущения; в — конечный установившийся режим.

ходит замедленно, и в течение некоторого времени пропорция между B и D нарушается, вследствие чего растет $t_{п.п.}$. По мере приближения D к новому статическому значению рост температуры пара прекращается, а затем она снижается до прежнего или иного уровня, определяемого статической характеристикой пароперегревателя, размеры которого в рассматриваемом режиме не изменяются. Естественнo, что представленная картина протекания процесса справедлива лишь в период снижения уровня воды в барабане до нижнего допустимого предела.

В случае уменьшения расхода питательной воды в прямооточном котле при сохранении B процесс протекает так же, как показано на рис. 23.2. В барабанном котле в таком случае уменьшается затрата теплоты на подогрев воды в барабане и соответственно возрастают паропроизводительность экранов и расход пара через пароперегреватель. Поскольку размеры и тепловая нагрузка пароперегревательной части не изменяются, температура пара несколько снижается. Этот процесс, как и рассматриваемый выше, протекает лишь в период снижения уровня воды в барабане до нижнего предела. По-иному протекает процесс в случае резкого увеличения расхода сжигаемого топлива (резкая форсировка топki). На прямооточном котле при этом происходит так называемое явление «выброса» вследствие бурного парообразования части влаги паром вперед по ходу среды. При этом парообразующая часть резко возрастает (рис. 23.4, б), вследствие чего уменьшается размер пароперегревательной части и температура свежего пара снижается. В дальнейшем по мере выхода из котла дополнительно образовавшегося пара температура свежего пара начинает возрастать со значительным превышением исходного уровня (рис. 23.4, в). Некоторая ана-

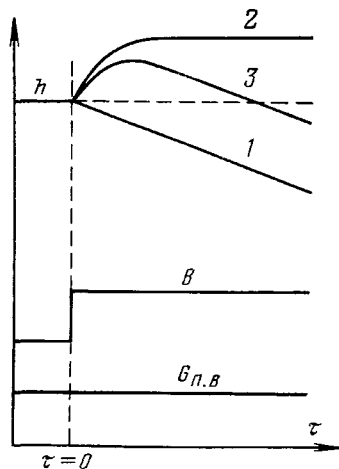


Рис. 23.5. Изменение уровня в барабане котла при резком увеличении расхода топлива.

логия этому процессу наблюдается и на барабанном котле. Здесь происходит так называемое «набухание» уровня воды в барабане. При этом рост уровня может достигать сотен миллиметров. Нарушение материального баланса и набухание воды в циркуляционной системе влияют на изменение уровня в противоположных направлениях (рис. 23.5). Превышение D над $G_{п.в.}$ приводит к снижению h (кривая 1), а набухание приводит к резкому росту h с последующей его стабилизацией (кривая 2). Пользуясь методом суперпозиции, можно получить результирующее изменение h (кривая 3). Кривая иллюстрирует влияние набухания в начальный период процесса, а изменения материального баланса — в конечный. В отличие от рассмотренного процесса в прямооточном котле здесь барабан является ловушкой выбрасываемой влаги, и $t_{п.п.}$ изменяется так же, как при обычном увеличении расхода топлива.

По-разному проявляется на рассматриваемых котлах и изменение температуры питательной воды $t_{п.в.}$. На прямооточном котле увеличение $t_{п.в.}$ при прочих неизменных условиях приводит к перемещению границ парообразующей части аналогично показанному на рис. 24.2, и $t_{п.п.}$ возрастает. На барабанном котле в рассматриваемом случае уменьшается количество теплоты, расходуемой на догрев воды в барабане, в связи с чем увеличивается расход пара через пароперегревательную часть и соответственно снижается $t_{п.п.}$. Процессы при увеличении расхода питательной воды и снижении ее температуры протекают аналогично изложенному, но в обратном направлении. Исключение составляет процесс «выброса» влаги на прямооточном котле, который наблюдается лишь при резком увеличении тепловыделения в топке. При внешнем

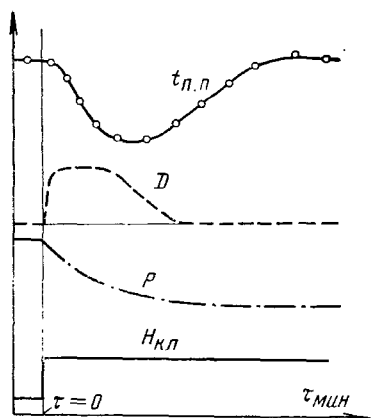


Рис. 23.6. Изменение режима работы котла при открытии регулирующих клапанов турбины.

возмущении режима процессы в прямоточном и барабанном котлах протекают аналогично. Так, при увеличении открытия регулирующих клапанов турбины $H_{кл}$ энергоблока давление свежего пара снижается и соответственно снижается температура насыщения. Вследствие этого массовое заполнение котла уменьшается, паропроизводительность увеличивается и температура перегретого пара снижается (рис. 23.6). В барабанном котле этот процесс длительнее, так как больше изменение его массового заполнения. Глубина изменения $t_{п.н.}$ больше в прямоточном котле, так как, помимо увеличения расхода пара, происходит уменьшение пароперегревательной части (граница парообразующей части перемещается по ходу среды вследствие роста энтальпии сухого пара со снижением давления).

При обеспечении заданной $t_{п.н.}$ рассмотренный процесс позволяет благодаря использованию аккумулярующей способности котла получить быстрое изменение нагрузки турбогенератора, необходимое для регулирования частоты и перепадов мощности в энергосистеме. Определенное влияние этот процесс оказывает и на эксплуатацию блока в режиме так называемого *скользящего давления* свежего пара. При этом разгрузку блока ведут сначала с постоянным давлением свежего пара путем прикрытия регулирующих клапанов турбины. При дальнейшей разгрузке блока положение регулирующих клапанов турбины остается неизменным, и давление свежего пара снижается. Такой режим дает ряд эксплуатационных преимуществ. Повышается, в частности, экономичность работы блока за счет уменьшения дросселирования пара в регулирующих клапанах турбины и уменьшения расхода энергии на привод питательного насоса. Расширяется диапазон нагрузок блока, в котором температура вторично-перегретого пара может поддерживаться на уровне, близком к номинальному, поскольку при разгрузке блока температура пара на входе в пароперегреватель не снижается, а возрастает. Перечисленные преимущества в основном проявляются при СКД. Наряду с этим скорость увеличения нагрузки котла при скользящем давлении пара уменьшается, так как часть теплоты затрачивается на увеличение его аккумуляции в среде и металле труб. Этот недостаток, однако, лишь в единичных случаях оказывает влияние на выбор режима.

Совокупность рассмотренных процессов определяет динамические свойства котла. Следует подчеркнуть решающую роль в этой области переменной составляющей массового заполнения котла и его аккумулярующей способности. Если предположить их отсутствие

$\left[\frac{d}{d\tau} (G_{вн}) = 0 \text{ и } \frac{d}{d\tau} (Q_{вн}) = 0 \right]$, то, как следует из выражений (23.2) и (23.3), в любой момент времени расход пара должен быть равен расходу питательной воды, а температура перегретого пара безынерционно должна следовать за изменением тепловыделения в топке. При таких условиях управление котлом оказалось бы невозможным. В реальных условиях инерционность переходных процессов создает некоторый запас времени, необходимый для осуществления процесса управления.

Изменение нагрузки барабанного котла достигается одновременным изменением расхода топлива и производительности тягодутьевых машин с последующим соответствующим изменением расхода питательной воды. Последний регулируется по уровню воды в барабане с опережающими импульсами от изменения расходов пара и питательной воды. Нагрузку прямоточного котла можно изменять проведением аналогичных операций, с тем лишь отличием, что расход питательной воды регулируется по температуре среды в промежуточной части тракта. В системе автоматического управления прямоточным котлом часто применяют иную последовательность: сначала в соответствии с требуемой нагрузкой изменяют расход питательной воды, а пропорционально ему изменяют расходы топлива и воздуха с их коррекцией по температуре среды в промежуточной части тракта. В блочных установках применяют два варианта изменения нагрузки. При плановых ее изменениях нагрузку турбины изменяют в соответствии с паропроизводительностью котла, исходя из поддержания постоянного давления свежего пара (регулятором «до себя»). При работе блока в регулирующем режиме под воздействием регулятора мощности сначала изменяется нагрузка турбогенератора, а по ней ведется коррекция нагрузки котла. Поддержание заданных температур свежего и вторично-перегретого пара, а также температур пара по тракту котла осуществляется регулированием, способы которого рассмотрены в § 18.4.

23.4. ПУСКОВЫЕ СХЕМЫ БЛОКОВ

В состав пусковой схемы, кроме основных элементов тепловой схемы, входят специальные устройства и трубопроводы, используемые только при пусках, остановках и сбросах нагрузки оборудования. К числу этих элементов на неблочных котлах относятся устройства, предназначенные для сброса в атмосферу пара из котла в период до его подключения к общему паропроводу. Для прямоточного котла дополнительно предусматривается возможность слива воды в дренажный бак в период до начала перегрева пара в котле. При переходе к внедрению блочных установок существенно возрастает взаимозависимость режимов пуска и останова котла и турбины, а сами режимы усложняются. С учетом этого для всех типов энергоблоков на стадии их

[illegible][illegible]

Для обеспечения достаточно быстрой растопки котла в пусковой схеме предусмотрен трубопровод сброса пара из барабана *Б* в атмосферу (рис. 23.7,1), используемый в период роста давления примерно до 0,6 МПа. Скользящий режим пуска блока с прямоточным котлом не может быть обеспечен без применения специальных устройств, поскольку по условиям надежности температурного режима и гидродинамики парообразующих экранов котла растопочный расход воды должен быть не меньше определенного значения (обычно 30% номинального), а давление среды в экранах должно поддерживаться на уровне, близком к рабочему. Для обеспечения скользящего режима пуска блока прямоточный котел оснащается встроенным пусковым узлом. В состав этого узла (рис. 23.8) входят встроенная задвижка *ВЗ*, встроенный сепаратор *ВС*, трубопроводы с дроссельными клапанами подвода среды к *ВС* (*Др1*), сброса

214

расходе питательной воды. Количество пара, отделяемого в ВС, определяется влажностью поступающей пароводяной смеси, которая устанавливается на требуемом уровне регулированием расхода топлива. В этот период растопки прямоточный котел можно уподобить барабанному. С помощью клапана *Др1* поддерживается давление в паробразующих экранах котла («до себя») на уровне, близком к рабочему. При этом в процессе пуска блока давление свежего пара (соответственно и в ВС) определяется паропроизводительностью котла и положением регулирующих клапанов турбины. Назначением клапана *Др2* является регулирование отвода влаги, отделенной в ВС. Основным назначением клапана *Др3* является «отсечка» пароперегревательно-го тракта за ВС в первый период растопки котла, когда эффективность работы ВС недостаточна (при паросодержании среды менее 8—10%), и регулирование расхода пара через пароперегреватель при его подключении. Независимо от типа котла в пусковой схеме предусмотрен байпас турбины (рис. 23.7, 23.8, 2) соединяющий главный паропровод ГПП с конденсатором К. На этом байпасе установлено пускосбросное устройство ПСБУ, состоящее из запорно-дроссельного клапана, шумоглушителя и охладителя пара впрыскивающего типа. Байпас турбины предназначен для сброса свежего пара:

при пуске блока, в период повышения температуры пара до уровня, определяемого тепловым состоянием паровпускных частей турбины;

при останове блока, в период обеспаривания или расхолаживания котла;

при сбросе нагрузки блока, в период работы турбогенератора на холостом ходу или на нагрузке собственных нужд.

В отечественной практике *одноступенчатое байпасирование* турбины применено в качестве типового решения для блоков мощностью 200 МВт и выше. Поскольку пар, сбрасываемый через ПСБУ, не поступает в промежуточный перегреватель, последний расположен в области пониженных температур газов. При этом допускается работа котлов с расходом топлива до 30% номинального при беспаровом режиме их промежуточных перегревателей.

На некоторых блоках (150 МВт и др.) применена *схема двухступенчатого байпасирования* турбины (рис. 23.9). В этом случае через первый байпас свежий пар подается в холодный паропровод промперегрева ХПП, а через второй — сбрасывается в конденсатор из горячего паропровода промперегрева ГПП. При такой схеме промежуточный перегреватель котла может компоноваться в области повышенных температур газов, что позволяет расширить диапазон нагрузок блока с номинальной температурой вторично-перегретого пара. При этом возрастает расход дорогостоящей аустенитной ста-

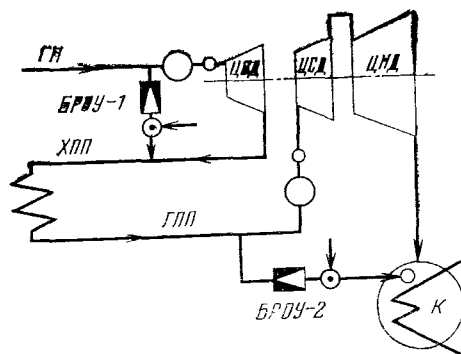


Рис. 23.9. Схема двухступенчатого байпасирования турбины.

ли. Кроме того, с учетом режимов внезапных сбросов нагрузки блока требуется применение быстродействующих редукционно-охладительных установок (БРОУ-1, БРОУ-2). Усложняется управление блоком при пусках, так как расход пара через БРОУ должен регулироваться с учетом заданного соотношения расходов через цилиндры турбины. По этим причинам в отечественной практике двухбайпасная схема мало распространена.

Дополнительно к байпасу турбины в схеме блока с барабанным котлом предусмотрен трубопровод сброса пара из главных паропроводов в атмосферу (см. рис. 23.7, 3) для обеспечения отвода аккумулированного в котле пара в случае останова блока с потерей вакуума в конденсаторе.

В пусковых схемах не предусмотрена утилизация теплоты пара, сбрасываемого через байпас турбины, так как с учетом кратковременности режима это технико-экономически не оправдано. На отдельных блоках предусмотрен подвод свежего пара через РОУ в систему промперегрева для ее прогрева (см. рис. 23.7). Сброс пара после этого производится из ГПП перед цилиндром среднего давления ЦСД по линиям обеспаривания 4 в конденсатор. На блоках с прямоточными котлами предусматривается утилизация теплоты сбросной среды из ВС. Эта среда по трубопроводу (см. рис. 23.8, 1) поступает во вторую ступень сепарации — растопочный расширитель. Р20, из которого насыщенный пар подводится в деаэратор Д и отдает свою теплоту питательной воде (см. рис. 23.8, 3). При некоторых режимах (например, при пуске блока после короткого простоя) количество отделяемого в Р20 пара превышает потребность в нем деаэратора. С учетом этого предусмотрен трубопровод 5 для сброса избытка пара в конденсатор.

В пар, отводимый из Р20, переходит незначительное количество примесей, содержащихся в сбросной среде из ВС (большинство их растворено в воде). Поэтому подвод пара из Р20 в деаэратор практически не ухудшает

качества питательной воды котла. Для сброса наиболее загрязненной воды из Р20 предусмотрен сливной трубопровод в циркуляционный водовод 6. При достижении заданного качества этой воды она по трубопроводу 7 направляется в конденсатор и затем пропускается через блочную обессоливающую установку БОУ.

Кроме того, для обеспечения нормированного водного режима в пусковой схеме блока с прямоточным котлом предусмотрен трубопровод 8 сброса в конденсатор воды из подогревателей высокого давления ПВД, загрязненной вследствие отмывки их парового пространства при пуске блока. Для вывода из цикла грязного конденсата в период промывки турбины в схеме (см. рис. 23.8) предусмотрена сбросная линия 9 после конденсатных электронасосов первой ступени КЭН1. Чистый конденсат при этом подводится по трубопроводу 10 из бака запаса конденсата БЗК непосредственно перед БОУ. В период пуска блока чистый конденсат 11 подводится в конденсатор.

В пусковых схемах предусмотрены специальные устройства для поддержания температур свежего и вторично-перегретого пара. Особенностью барабанного котла является существенное отставание его паропроизводительности от увеличения расхода топлива при пуске блока. Вследствие этого температура стенок труб пароперегревателя может превысить допустимое значение. Кроме того, важно выдержать заданный график изменения температуры свежего пара перед турбиной. Вместе с тем штатная система впрыска собственного конденсата (см. рис. 23.7, 5—7) работоспособна лишь при нагрузке котла 30% номинальной и выше. С учетом этого в схеме (см. рис. 23.7) применена система пусковых впрысков с распыливающими форсунками, встроенными в диффузоры впрыска собственного конденсата. Первые две группы этих впрысков 8, 9 предназначены для защиты труб ширмовых ступеней пароперегревателя от недопустимого роста температуры, а третья группа 10 обеспечивает заданный график роста температуры свежего пара. Включение последней перед выходной ступенью пароперегревателя допустимо при ограниченном приросте энтальпии пара в нем (до 170 кДж/кг при номинальной нагрузке), обуславливающим благоприятные динамические свойства. В блоках с прямоточными котлами, как правило, это условие не соблюдается, и пусковой впрыск включается в главный паропровод (см. рис. 23.8, 12). Кроме того, аккумулирующая способность этих котлов относительно невелика, и нет необходимости в применении пусковых впрысков для защиты отдельных ступеней пароперегревателя.

При пуске блоков по скользящему режиму давление питательной воды значительно больше, чем давление свежего пара. Для снижения давления воды перед регулирующими клапанами пусковых впрысков в блоке с прямоточным котлом, непрерывно питающимся водой, при-

менена схема постоянного расхода, состоящая из обвода с набором дроссельных шайб (см. рис. 23.8, 13) и линии рециркуляции воды в деаэрактор 14 с дроссельным клапаном Др4. Поддержание постоянного давления «до себя» этим клапаном позволяет перераспределять расход воды между пусковым впрыском и деаэратором при постоянном суммарном расходе и соответственно постоянном перепаде давлений на наборе дроссельных шайб. Применение рассмотренной схемы позволяет подводить воду к пусковому впрыску от нагнетания питательного насоса ПН.

Аналогичная схема в блоке с барабанным котлом не может быть применена, так как в течение определенного периода растопки котла он подпитывается водой от соседних блоков по переключке питательных линий (см. рис. 23.7, 11) и на пускаемом блоке рециркуляция воды в деаэрактор привела бы к его переполнению. С учетом этого на линии после подвода воды от переключки 11 установлен общий регулирующий клапан 12, на котором срабатывается избыточный перепад давлений. После перехода на питание котла от блочного питательного насоса ПН пусковые впрыски переключаются на питательную линию 13.

Для регулирования питания барабанного котла предусмотрены байпасы с пониженной пропускной способностью 14 и основной регулирующий питательный клапан РПК. На прямоточном котле предусмотрен только РПК, так как минимальный расход выше, чем на барабанном котле.

При большинстве пусков блоков необходимо обеспечить *стартовый режим* с пониженным уровнем температур вторично-перегретого пара и в дальнейшем регулировать температуру в соответствии с заданным графиком. С учетом динамических свойств промежуточного перегревателя и других факторов использовать штатные средства регулирования можно лишь начиная с нагрузки 25—30% номинальной. Одним из средств регулирования, нашедшим применение на блоках всех типов, является *паровой байпас* системы промпрегрева (см. рис. 23.7, 23.8, 15). При его использовании часть пара из ХПП перепускается в ГПП, вследствие чего снижается температурный напор в промежуточном перегревателе и уменьшается его тепловосприятие. Соответственно температура пара в ГПП после смешения с паром из ХПП устанавливается на более низком уровне. В блоке с прямоточным котлом дополнительно применяется пусковой впрыск в ГПП (см. рис. 23.8, 16), используемый для регулирования температуры вторично-перегретого пара после отключения парового байпаса. Питание водой этого пускового впрыска осуществляется от промежуточной ступени питательного насоса с давлением не более 7 МПа, и регулирования давления воды в линии впрыска не требуется. В ряде случаев применяют только одно из указанных средств регулирования температуры вторично-перегретого пара. Применение только парового байпаса допускается после проведения испытаний, подтверждающих надежный температурный режим промежуточного перегревателя на максимальной нагрузке, до которой используется паровой байпас. Допустимые условия использования пускового впрыска определяются минимальным расходом и давлением пара, при котором влага полностью испаряется в потоке и отсутствует ее выпадение на внутреннюю поверхность ГПП, особенно ближайшегогиба паропровода за впрыском. По данным испытаний, для соблюдения этих условий расстояние от распыливающей форсунки впрыска догиба ГПП должно составлять 18—25 м.

Рассмотренные принципиальные решения применены и в пусковых схемах блоков мощностью 500, 800, 1200 МВт. Особенность этих пусковых схем определяется применением питательных насосов, а на ряде блоков — и воздухоуводок с приводом от паровых турбин.

С учетом этого в схемах предусмотрены подвод стороннего пара для пуска указанных турбин, а также резервирование питания их свежим паром (через ПСБУ или БРОУ) при сбросах нагрузки блока. Подробно пусковые схемы блоков рассмотрены в [35, 45, 51].

23.5. РЕЖИМЫ ОСТАНОВА И СБРОСА НАГРУЗКИ КОТЛА

Нормальному (неаварийному) останову котла (блока) предшествует его разгрузка. При *останове в резерв* на короткое время (например, на ночь) стремятся в наибольшей степени сохранить тепловое состояние оборудования, в связи с чем указанную разгрузку ограничивают (обычно не ниже 50% номинальной). При останове на более длительный срок стремятся в наибольшей степени использовать аккумулирующую способность котла. Этому способствует глубокая разгрузка блока на скользшем давлении свежего пара. Кроме того, с этой целью часто после погашения топки котла турбогенератор еще в течение некоторого времени остается включенным в сеть, срабатывая аккумулированный в котле пар. Режим разгрузки барабанного котла определяется исходя из скорости снижения температуры насыщения в барабане не выше 1,5—2°С/мин. Темп разгрузки прямоточного котла под воздействием системы автоматического управления определяется лишь его динамическими свойствами.

Останов котла осуществляют прекращением подачи топлива ко всем горелкам (форсункам) топки и питания котла водой. На барабанном котле барабан предварительно подпитывается до верхнего рабочего уровня. После погасания топки для исключения скопления взрывоопасной смеси тягодутьевое оборудование в течение 10—15 мин остается в работе, и вентилируется газозвдушной тракт котла. В период простоя стремятся исключить конденсацию пара в трубах пароперегревателя, так как это усложняет в последующем режим растопки котла и снижает его надежность. С учетом изложенного при останове в резерв прямоточного котла после прекращения его питания водой «консервируют» тракт до ВЗ (закрывают питательный клапан, ВЗ, арматуру ВС) и обеспаривают пароперегреватель (через ПСБУ) и промпрегреватель (через сбросную линию из ГПП) в конденсатор. При останове барабанного котла давление в котле постепенно снижают (сбрасывают пар через ПСБУ или РОУ), исходя из поддержания температуры насыщения ниже температуры дымовых газов в области пароперегревателя. При таких условиях конденсация свежего пара в пароперегревателе не происходит.

Барабан периодически подпитывается водой. Промпрегреватель обеспаривается так же, как и на прямоточном котле.

При необходимости *останова блока с расхолаживанием* всего оборудования разгрузку его ведут со снижением давления свежего пара. На прямоточном котле при нагрузке около 60% номинальной закрывают ВЗ, и давление в тракте до нее поддерживают постоянным. Независимо от типа котла параллельно со снижением давления свежего пара снижают его температуру со скоростью, определяемой допустимыми термическими напряжениями в металлоемких элементах котла, паропроводов и турбины. Одновременно снижают и температуру вторично-перегретого пара. Пароперегреватель и паропроводы расхолаживают таким способом примерно до 300°С.

При необходимости расхолаживания для ремонта барабанного котла и паропроводов после погашения топки котла и отключения турбины производят выпуск аккумулированного в котле пара в станционную магистраль, конденсатор или атмосферу. Уровень воды в барабане повышают до верхнего предела (примерно на 200 мм ниже верхней образующей), что снижает разность температур «верх—низ» барабана (предельное ее значение 40°С). При давлении в котле 0,6—0,8 МПа проводят усиленную вентиляцию газозвдушного тракта. Прямоточный котел не содержит таких металлоемких элементов, как барабан, и его можно расхолаживать быстрее. Разгрузку блока вплоть до погашения топки и отключения турбины ведут на номинальном давлении свежего пара. На котлах СКД затем начинают выпуск пара через дренаж паропровода перед главной паровой задвижкой ГПЗ при закрытом ПСБУ. После снижения температуры свежего пара примерно до 420°С возобновляют питание котла водой с расходом 10—15% номинального. При этом благодаря использованию аккумулированной в котле теплоты температуры среды по тракту снижаются плавно. При снижении температуры среды примерно до 300°С расход питательной воды увеличивают примерно до 30% номинального и продолжают ее прокачку через весь тракт до полного расхолаживания котла и паропроводов. На блоках ДКД применяют режим расхолаживания прямоточного котла и паропроводов путем постепенного снижения температуры насыщения среды на выходе из пароперегревателя. Для этого после возобновления питания котла водой с расходом 10—15% номинального давление в котле поддерживают постоянным (с помощью ПСБУ), пока температура среды на выходе из котла не снизится до температуры насыщения. Затем расход питательной воды увеличивают до 30—40% номинального, и вследствие использования аккумулированной теплоты на выходе из котла в течение достаточно длительного времени среда находится в состоянии пароводяной смеси. Регулированием темпа снижения давления среды обеспечивается соответствующий темп снижения температуры насыщения, а следовательно, и расхолаживания оборудования. Способы, аналогичные изложенным, используются и при расхолаживании тракта прямоточного котла до ВЗ.

В случае возникновения аварийной ситуации производят так называемый *останов с «консервацией давления» в котле*. При этом после погашения топки закрывают регулирующий питательный клапан (РПК) и ГПЗ; турбогенератор отключают от сети; ПСБУ сохраняют в закрытом положении, если давление свежего пара ниже давления срабатывания предохранительных клапанов котла. При таком способе останова давление и температуры среды по тракту котла сначала сохраняются на том же уровне, что и в условиях

нормальной эксплуатации. Затем происходит их постепенное снижение, определяемое отдачей теплоты в окружающую среду или неплотностью арматуры водопарового тракта. Такой способ останова позволяет при быстром устранении его причины провести растопку котла из состояния горячего резерва. В противном случае продолжают операции по останову котла с обеспариванием пароперегревателя.

Котел должен быть немедленно (аварийно) остановлен и отключен в случаях:

1) недопустимого отклонения уровня воды в барабане или прекращения питания любого из потоков прямоточного котла более чем на 30 с;

2) выхода из строя водоуказательных колонок барабанного или расходомеров питательной воды прямоточного котла;

3) прекращения расхода пара через промежуточный перегреватель;

4) недопустимого повышения, а для прямоточного котла и снижения давления в котле;

5) разрыва труб или образования сквозных трещин в элементах водопарового тракта;

6) погасания факела в топке, взрыва в топке или газоходах, загорания горючих отложений в конвективных поверхностях нагрева;

7) недопустимого понижения давления газа или мазута за регулирующим клапаном;

8) пожара, угрожающего персоналу или оборудованию;

9) исчезновения напряжения на устройствах дистанционного или аварийного управления и на всех контрольно-измерительных приборах;

10) отключения турбины (в блочных установках) или группы вспомогательного оборудования (дымососов, дутьевых вентиляторов и т. п.).

Во всех этих ситуациях задержка с остановом котла может привести к развитию аварии с тяжелыми последствиями, и поэтому правилами [6] предусматривается останов котла без предварительного согласования с руководством электростанции или диспетчером энергосистемы.

Аварийный останов котла производится под воздействием технологических защит, получающих сигнал о возникновении той или иной аварийной ситуации. В случае отказа защитного устройства необходимые операции должны быть проведены эксплуатационным персоналом. Для облегчения выполнения этих функций на блочном щите управления предусматривается светозвуковая сигнализация.

В некоторых ситуациях останов котла допускается после согласования с руководством электростанции, так как развитие аварии и тяжелые последствия возможны лишь по истечении некоторого времени. К их числу относятся случаи появления мелких повреждений (свищей) элементов водопарового тракта, повышения температуры металла отдельных поверхностей нагрева, ухудшения качества питательной воды, неисправности ответственных технологических защит, автоматических регуляторов, КИП, дистанционного управления и т. п. В этих случаях сначала принимаются возможные меры для устранения возникших неполадок, а если это не удается, то устанавливается допустимая длительность работы котла до останова.

При частичном отключении вспомогательного оборудования необходима срочная разгрузка котла. В противном случае неизбежны тяжелые аварийные последствия. Так, в случае отключения одного из двух дымо-

сосов пламя «выбывает» через смотровые лючки, отверстия для обдувочных аппаратов и т. п., вследствие чего возможны пожар в котельной, разрушение каркаса котла и т. п. При отключении одного из двух дутьевых вентиляторов возможны погасание факела, скопление в топке несгоревшего топлива и его взрыв с тяжелыми последствиями. Из приведенных примеров следует, что в рассматриваемых ситуациях первоочередной задачей является уменьшение расхода топлива до значения, соответствующего производительности оставшегося в работе оборудования. Параллельно необходимо вести регулирование расхода питательной воды, температур свежего и вторично-перегретого пара, а также соответственно изменить нагрузку потребителя пара и оставшегося в работе вспомогательного оборудования. В ряде случаев необходимо дополнительно произвести переключения в схемах водопарового и газовоздушного трактов. Выполнение всех этих многочисленных операций возлагается на технологические защиты или специальные системы автоматической разгрузки блока. Вместе с тем эксплуатационный персонал всегда должен быть готов произвести необходимые операции, пользуясь лишь органами дистанционного управления. Поэтому периодически проводятся так называемые «аварийные игры». Наиболее эффективна проверка подготовленности персонала на специальном тренажере.

Предельным случаем из числа рассматриваемых является *сброс нагрузки блока до холостого хода или нагрузки собственных нужд* — возмущение режима здесь максимально.

Испытания показали, что барабанный котел в этом случае может быть остановлен, а работа турбогенератора обеспечивается потреблением аккумулированного в котле пара. На блоке с прямоточным котлом нагрузка последнего в рассматриваемой ситуации быстро снижается до растопочной (около 30% номинальной). На котлах, сжигающих твердое топливо, при этом отключаются часть горелок и часть топливopодaющего оборудования и включаются мазутные форсунки для «подсветки» факела. В ряде случаев необходим полный перевод топки на растопочное топливо. Параллельно необходимо выполнение тех же операций, что и при частичных сбросах нагрузки, но вследствие большего возмущения режима труднее обеспечить его стабилизацию. При недостаточном четком проведении операций возможны аварийные последствия. Особенно важно при однобайпасной пусковой схеме обеспечить быстрое снижение расхода топлива, так как в противном случае возможен «пережог» труб промпрегревателя. С учетом этого в рассматриваемой ситуации правилами [6] предусматривается удерживать блок в работе только в случае работоспособности соответствующих технологических защит и системы автоматического управления.

23.6. РЕЖИМЫ РАСТОПКИ КОТЛА И ПУСКА БЛОКА

Рассматриваемые режимы можно разделить на три основных этапа: подготовительные операции, собственно растопки котла и повышение нагрузки до заданной. Рассмотрим их применительно к наиболее современному оборудованию — блочным установкам. В течение первого этапа производится «сборка» схем водопарового, топливного и газовоздушного трактов, подготавливаются все механизмы и системы, производятся набор вакуума в конденсаторе турбины, предпусковая деаэрация питательной воды и т. п. Барабанный котел в зависимости от его состояния заполняется водой. При этом уровень в барабане с учетом «набухания» при растопке уста-

навивается ниже нормального. Прямоточный котел заполняется водой при всех растопках, кроме растопки из состояния горячего резерва. При отсутствии избыточного давления в котле одновременно с заполнением водой из него вытесняется воздух. На прямоточном котле устанавливается заданный растопочный расход питательной воды и прикрытием клапана *Др1* (при закрытой *ВЗ*), ее давление повышается до рабочего. При растопке котла из горячего состояния первоначально устанавливается пониженный расход питательной воды (10—15% номинального), что позволяет плавно охладить тракт котла до *ВЗ*, *ВЗ* и *ВС*. Растопочный расход воды устанавливается после повышения давления перед *ВЗ*. Сброс воды из *ВС* осуществляется в *Р20* и далее в циркуловод (рис. 23.8, 6). Открытием *ПСБУ* пароперегреватель прямоточного котла ставится под вакуум (кроме случая растопки из состояния горячего резерва). Эта же операция производится на барабанном котле при отсутствии в нем избыточного давления, что способствует замедлению роста температуры насыщения в барабане при растопке. В тех случаях, когда *ПСБУ* первоначально остается закрытым, его открытие производят лишь после розжига топki, исходя из поддержания постоянного давления свежего пара, сохранившегося к этому времени.

В период простоя котла, несмотря на принятие мер, указанных в § 23.5, возможно скопления влаги в отдельных ступенях пароперегревателя. Кроме того, на прямоточном котле вследствие неплотности *ВЗ* и *Др3* возможно скопление воды в трубопроводе и первой поверхности нагрева за *ВЗ*. Это создает опасность «выталкивания» влаги в горячие коллекторы котла при его растопке, что может привести к их растрескиванию. На барабанном котле это приводит к ускоренному росту давления в барабане в начальный период растопки, что в свою очередь ограничивает допустимую форсировку топki. Открытие *ПСБУ*, сообщающее пароперегреватель с конденсатором, способствует ускорению выпаривания влаги из труб при растопке котла.

После включения тягодутьевых механизмов, вентиляции газозвдушного тракта и подготовки топливopодающих устройств производится розжиг горелок (включают растопочные мазутные форсунки или газовые горелки). Для равномерного обогрева экранов по периметру топочной камеры, уменьшения локальных тепловых нагрузок, а на барабанном котле — одновременного развития циркуляции во всех экранах розжиг рекомендуется вести на возможно большем количестве форсунок (горелок) при минимально допустимом расходе топлива на каждую из них. Испытания показали, что для действующих типов отечественных барабанных и прямоточных котлов расход топлива в первый период их растопки не должен превышать 20% номинального. При таком расходе температу-

ра стенок труб пароперегревательных поверхностей нагрева даже в безрасходном режиме не превышает допустимого значения. При пуске блока из холодного или неостывшего состояния начальный расход топлива устанавливают на уровне 12—15% номинального. На барабанном котле такой расход топлива обеспечивает достаточно быстрое развитие циркуляции в экранах, и в то же время темп роста давления в барабане не превышает допустимого значения (при использовании выхлопа пара из барабана в атмосферу или при сливаемой конструкции пароперегревателя). Независимо от типа котла указанный расход топлива обеспечивает паропроизводительность, достаточную для прогрева паропроводов.

При пуске из горячего состояния расход топлива в начальный период устанавливается на уровне 20% номинального, а при наличии расхода пара через пароперегреватель — дополнительно увеличивают, исходя из достижения требуемых температур свежего и вторично-перегретого пара.

После установления начального расхода топлива на прямоточном котле расход питательной воды и давление среды перед *ВЗ* поддерживаются постоянными. При повышении давления среды в *Р20* до 0,4—0,5 МПа пар из него отводится в деаэрактор, а при достижении заданного качества сбросной воды производится замыкание цикла (сброс воды из *Р20* переключается с циркуляционного водовода на конденсатор). Барабанный котел в рассматриваемый период растопки периодически подпитывается водой от соседних блоков (рис. 23.7, 11, 13) для поддержания допустимого уровня воды. На котлах с экономайзером кипящего типа режим с периодической подпиткой или небольшим постоянным расходом воды в ряде случаев приводит к существенным теплогидравлическим неравномерностям. При этом по отдельным водоперепускным трубам возможно поступление в барабан среды с более высокой энтальпией (вплоть до перегретого пара). Для исключения этого поддерживают заданные температуры среды в промежуточном сечении и на выходе из экономайзера соответствующим расходом воды, а в случае роста уровня в барабане увеличивают продувку.

После установления начального расхода топлива на барабанном котле постепенно увеличиваются расход и параметры свежего пара, а на прямоточном котле — температура среды перед *ВЗ* ($t'_{ВЗ}$). Последняя позволяет судить о сухости среды, поступающей в *ВС*. Из результатов испытаний следует, что при сухости 8—10% ($t'_{ВЗ} = 250 + 270^\circ\text{C}$) *ВС* уже может работать достаточно эффективно и, следовательно, можно приступить к подклю-

чению пароперегревателя. Эта операция осуществляется постепенным открытием клапана *Др3* (ступенями по 10—15% с выдержками по 2—3 мин). В процессе подключения пароперегревателя температура металла труб в зоне обогрева снижается. Параллельно с этим температура пара на выходе из котла постепенно повышается, что определяется ростом коэффициента теплоотдачи α_2 с увеличением расхода пара. Поскольку на рассматриваемой стадии пуска клапан *Др2* еще полностью открыт, часть пара из *ВС* вместе с водой («проскок» пара) продолжает сбрасываться в *Р20*. Поэтому следующей операцией является прикрытие клапана *Др2*. Эта операция производится исходя из обеспечения отвода всей влаги из *ВС* с некоторым небольшим «проскоком» пара (около 5% расхода сбросной среды), что способствует повышению эффективности работы *ВС*. В дальнейшем по мере роста сухости среды в *ВС* клапан *Др2* дополнительно прикрывается, вплоть до полного закрытия при появлении перегретого пара перед *ВЗ*, что свидетельствует о переходе котла с сепараторного режима работы на прямоточный.

По мере увеличения расхода пара через пароперегреватель происходит прогрев главных паропроводов. Сброс пара из них осуществляется через *ПСБУ* и дренажи тупиковых участков. Обычно прогрев ведут до достижения температуры пара перед *ЦВД* турбины примерно на 100°C выше температуры ее паровпускной части. На блоках, оснащенных *РОУ* (см. рис. 23.7), прогрев системы промперегрева производится путем подвода свежего пара в *ХПП* со сбросом его в конденсатор из *ГПП*. К этому прогреву приступают лишь тогда, когда температура пара перед *РОУ* начинает превышать температуру выхлопной части *ЦВД* турбины, что позволяет избежать ее охлаждения. Окончание прогрева *ГПП* определяется исходя из достижения температуры пара перед *ЦСД* турбины на 50—80°C выше температуры ее паровпускной части. На моноблоках СКД 300 и 500 МВт в пусковых схемах *РОУ* не предусматриваются (рис. 23.8) и ведется так называемый «совмещенный» прогрев системы промперегрева. При этом открытием регулирующих клапанов производится толчок ротора турбины, и его частота вращения повышается до 800—1000 об/мин. Свежий пар проходит через *ЦВД* турбины, систему промперегрева и сбрасывается из *ГПП* в конденсатор при закрытых клапанах *ЦСД* турбины. Как следует из испытаний, при такой низкой частоте вращения работа роторов среднего и низкого давлений без протока пара вполне допустима. Вместе с тем, поскольку работает только *ЦВД* турбины, расход пара достаточно велик и обеспечивается быстрый прогрев системы промперегрева. Иногда для дополнительного увеличения расхода пара через систему промперегрева ухудшают вакуум в конденсаторе турбины.

Существует группа режимов, при которых пуск блоков может осуществляться без прогрева паропроводов. К их числу прежде всего относятся пуски из горячего состояния. Кроме того, в зависимости от состояния тепловой изоляции пуски блоков после простоев в течение 1—2 сут также могут проводиться без прогрева системы промперегрева. Критерием допустимости таких режимов является снижение температур пара не более чем на 20—30°C по сравнению с температурами паровпускных частей турбины.

В процессе завершения прогрева производится подрегулировка расхода топлива исходя из установления паропроизводительности котла, достаточной для обеспечения начальной нагрузки турбогенератора около 5% номинальной. При пусках из холодного и неостывшего состояний стремятся расход топлива устанавливать на минимальном уровне, так как при этом облегчается обеспечение требуемых низких температур свежего и вторично-перегретого пара. Напротив, при пуске из горячего состояния расход топлива увеличивают вплоть до допустимого верхнего предела (при однокбайтной схеме — 30% номинального), исходя из обеспечения температур пара, близких к номинальным.

Перед толчком ротора турбины включают в работу пусковые впрыски и устанавливают требуемую температуру свежего пара. При этом на прямоточном котле клапаном *Др4* на линии рециркуляции воды в деаэратор устанавливают давление перед клапанами пусковых впрысков на 1,5—2,0 МПа больше, чем давление свежего пара. На барабанном котле дополнительно устанавливают заданные температуры пара за отдельными ступенями пароперегревателя. На отдельных блоках 200 и 300 МВт температуру вторично-перегретого пара регулируют паровыми байпасами. На блоках больших единичных мощностей (500, 800, 1200 МВт) паровые байпасы отсутствуют и используются только пусковые впрыски в *ГПП*, которые вводятся в работу перед включением турбогенератора в сеть. В период повышения частоты вращения ротора турбогенератора, его синхронизации и включения в сеть паропроизводительность котла и температура свежего пара поддерживаются постоянными. В этот же период по тем же причинам, что и при подключении пароперегревателя, температура вторично-перегретого пара постепенно возрастает.

Особенно резкий рост ее происходит при включении турбогенератора в сеть, когда расход пара через систему промперегрева почти удваивается. Именно по этой причине важно заблаговременно включить в работу средства регулирования температуры вторично-перегретого пара. На блоках с прямоточными котлами в период до синхронизации турбогенератора *ПСБУ* не прикрывают, и вследствие падения давления свежего пара открываются (и прогреваются) все регулирующие клапаны турбины. На блоках с барабанными котлами прикрытие *ПСБУ* поддерживают постоянное давление свежего пара, что улучшает условия работы барабана и регулирования температуры пара. После включения турбогенератора в сеть *ПСБУ* закрывают, и блок принимает начальную нагрузку.

Третий этап пуска (нагружение) блока сопровождается прогревом его деталей от начальной температуры до конечной, соответствующей работе блока на номинальном режиме. Стремление сократить продолжительность нагружения приводит к быстрому прогреву деталей, что влечет за собой образование в них высоких разностей температур. Например, при прогреве стенки толщиной h со скоростью V , °C/мин, перепад температур по толщине стенки

$$\Delta t = \frac{h^2}{2a} V, \quad (23.5)$$

где a — температуропроводность стали, м²/с.

При прогреве стенки с постоянной скоростью V температурные напряжения в стенке $\sigma_{\Delta t}$ линейно связаны с перепадом температур:

$$\sigma_{\Delta t} = \alpha E \Delta t, \quad (23.6)$$

где α — коэффициент линейного расширения; E — модуль упругости металла; A — коэффициент пропорциональности.

Отсюда следует, что наибольшие перепады температур и максимальные температурные напряжения возникают в массивных толстостенных деталях, таких как корпуса и роторы турбины, барабан и коллекторы котла, арматура на главных паропроводах. При этом на обогреваемой поверхности детали, как правило, образуются напряжения сжатия, а на необогреваемой — растягивающие напряжения. После завершения прогрева детали температурные напряжения уменьшаются до нуля, а иногда даже меняют знак. Напряжения обратного знака возникают в детали при снижении температуры пара или при останове блока. При многократном повторении пускоостановочных режимов происходит циклическое изменение напряжений, что может быть причиной появления трещин из-за термоусталости металла. Число циклов N до появления трещин зависит от многих факторов, но в основном определяется размахом изменения напряжений в цикле $\Delta \sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$. Величина N обратно пропорциональна квадрату $\Delta \sigma$. Допустимые напряжения в деталях блока зависят от расчетного числа пускоостановочных режимов за срок службы блока. В свою очередь эти напряжения определяют допустимые скорости прогрева деталей блока.

С учетом изложенного нагружение блока необходимо вести со строгим соблюдением заданного темпа нарастания параметров свежего и вторично-перегретого пара. В качестве примера на рис. 23.10 приведен график-задание пуска моноблока 300 МВт после простоя в течение 60—90 ч. На графике видно, что в зависимости от исходного теплового состояния цилиндров турбины ($t_{\text{цвд}}$, $t_{\text{цсд}}$) должны выдерживаться различные графики нарастания температур свежего ($t_{\text{п.п}}$) и вторично-перегретого ($t_{\text{вт}}$) пара, обеспечивающие наиболее надежный режим нагружения тур-

бины. Такой же режим, естественно, должен обеспечиваться и на блоках с барабанными котлами. До нагрузки 25—30% номинальной используются только пусковые средства регулирования температур пара. Затем включают постоянные средства регулирования, а пусковые либо отключаются, либо используются для тонкой подрегулировки температуры пара.

Давление свежего пара нарастает по скользящему режиму. Конкретная реализация последнего, однако, зависит от особенностей оборудования. Так, на блоках с барабанными котлами, оснащенными настенными радиационными ступенями пароперегревателя и кипящими экономайзерами (например, типа ТГМ-94), принят график ускоренного повышения давления свежего пара. После включения в сеть турбогенератора его регулирующие клапаны устанавливаются в такое положение, при котором уже к нагрузке 40—50% номинального давления свежего пара повышается до номинального. При этом основные затраты теплоты на аккумуляцию в среде металла труб происходят при пониженном уровне температур среды, и в процессе достаточно быстрого нагружения удается обеспечить допустимую температуру металла труб радиационного пароперегревателя. Кроме того, с ростом давления при низких нагрузках улучшаются теплогидравлические характеристики кипящего экономайзера. Аналогичный режим применяют и на блоках с прямоточными котлами СКД. Различие лишь в том, что номинальное давление свежего пара здесь достигается при нагрузке около 60% номинальной и определяется это пропускной способностью пускового узла котла. При этой нагрузке и номинальном давлении свежего пара открывают ВЗ. Эту операцию называют переводом котла на номинальное давление. На блоках 200 МВт с барабанными и прямоточными котлами после включения турбогенератора в сеть регулирующие клапаны турбины открывают полностью и номинальное давление свежего пара достигается лишь при номинальной нагрузке. Однако на блоках с прямоточными котлами пропускная способность ВС и его арматуры не более 60% номинальной нагрузки. Поэтому при ее достижении давление свежего пара перед турбиной повышают до номинального, одновременно повышая температуру свежего пара, исходя из сохранения неизменной температуры за регулирующими клапанами турбины. Затем открывают ВЗ и котел переводят на номинальное давление.

На котлах, предназначенных для сжигания твердого топлива, при нагрузках выше 15—30% номинальный котел переводят на твердое топливо и постепенно сокращают расход растопочного топлива. После взятия заданной нагрузки блока элементы пусковой схемы, используемые только при пусках и остановах, отключаются и с электроприводов соответствующей арматуры снимается напряжение.

Растопка неблочных котлов производится аналогично изложенному с исключением операций, определяемых спецификой блока.

Особняком стоит режим растопки прямоточного котла из состояния *горячего резерва*. Проведение такого режима на котлах СКД допускается, если в период простоя давление свежего пара сохранилось на уровне выше критического. На котлах ДКД требуется, чтобы запас до кипения воды на входе в НРЧ котла был не ниже 15°C. В противном случае, как следует из опыта эксплуатации, в процессе растопки котла возможны значительные повреждения экранов НРЧ, вызванные неравномерным распределением среды по трубам (как по расходу, так и по энтальпии). При соблюдении указан-

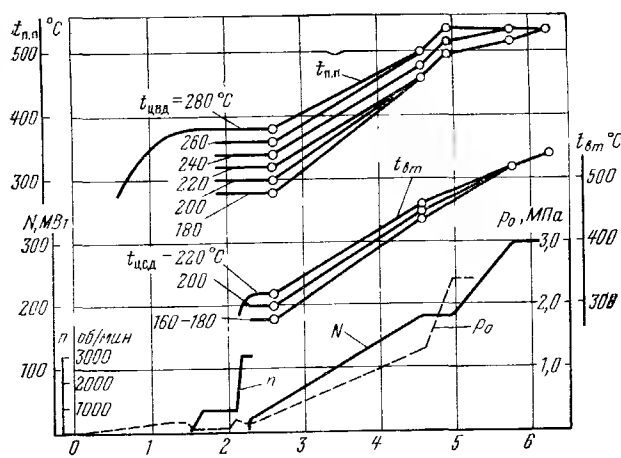


Рис. 23.10. Основные показатели режима пуска блока 300 МВт после двухступенчатого простоя.

n — частота вращения ротора; N — нагрузка турбогенератора; P_0 — давление свежего пара.

ных условий растопка котла проводится по принципу быстрого ввода в режим нормальной работы. Поскольку в период простоя «законсервированного» котла параметры среды по тракту мало изменяются, при растопке устанавливается растопочный расход питательной воды и в течение 2—3 мин включаются мазутные форсунки (горелки) с расходом топлива, пропорциональным расходу воды. При этом вследствие некоторого отставания расхода топлива температура свежего пара снижается (на 30—50°C), а затем восстанавливается на номинальном уровне. Открытием ПСБУ давление свежего пара поддерживается постоянным. При четком проведении операций длительность такой растопки котла составляет 15—20 мин.

На ряде блоков, особенно предназначенных для эксплуатации в режиме покрытия переменного графика электрических нагрузок, их пуск производится под воздействием автоматизированной системы управления технологическими процессами (АСУ ТП). На современных установках эти системы обеспечивают не только автоматическое регулирование заданных процессов, но и проведение дискретных операций с помощью устройств логического управления (УЛУ). Эти устройства включают и отключают механизмы собственных нужд, изменяют состояние (открыто, за-

крыто) запорной арматуры, включают (отключают) автоматические регуляторы, переключают регуляторы с одних исполнительных органов на другие, изменяют структурные схемы регуляторов и т. п. Перед каждой из операций УЛУ осуществляют контроль допустимости их проведения. При наличии АСУ ТП на оператора блока возлагаются:

- 1) выполнение подготовительных операций к пуску блока и выбор автоматически включаемых резервных механизмов;
- 2) наблюдение за работой оборудования и подмена отдельных автоматических регуляторов в случае выхода их из строя;
- 3) корректировка режима (при необходимости) путем воздействия на задатчики автоматических регуляторов;
- 4) проверка состояния оборудования после завершения отдельных этапов пуска блока и выдача команды на автоматическое выполнение следующего этапа.

Таким образом, АСУ ТП блока представляет собой совокупность технических средств управления и оперативного персонала, взаимодействующего с этими средствами.

Глава двадцать четвертая

ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

24.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ АЭС И ИХ ОСОБЕННОСТИ

В соответствии с тепловой схемой АЭС пар вырабатывается либо непосредственно в ядерных реакторах кипящего типа, либо в парогенераторах-теплообменниках, в которых осуществляется передача теплоты от теплоносителя, поступающего из реактора, к рабочей среде — воде, из которой получается пар. Парогенератор, следовательно, является обязательным элементом оборудования двух- и трехконтурных АЭС. В одноконтурных АЭС функции парогенератора выполняет ядерный реактор.

По типу теплоносителя различают парогенераторы, обогреваемые водой, газом или расплавленным металлом. Водный теплоноситель первого контура, являясь низкокипящим веществом, ограничивает возможность его нагрева до высокой температуры. Повышение температуры воды первого контура требует поддержания в нем высокого давления, что связано с удорожанием всего тракта первого контура.

Расплавленные металлы и газы не имеют ограничений по температуре на выходе из реактора. Из-за благоприятных теплофизических свойств высокотемпературный нагрев жидкого металла достигается без принятия особых мер по интенсификации теплообмена. Наоборот, неблагоприятные теплофизические свойства газа как теплоносителя при атмосферном давлении не позволяют организовать теплообмен при приемлемых коэффициентах теплопередачи. Интенсифицировать теплообмен можно увеличением массовой скорости газового потока, что достигается повышением давления газа в контуре. Следовательно, получение водяного пара высоких и сверхкритических параметров возможно только при применении газа или расплавленного металла, являющихся высокотемпературными теплоносителями. Так, температура теплоносителя на выходе из реактора (то же на выходе

в парогенератор) $\theta'_{\text{п}} = 600\text{--}650^\circ\text{C}$ обеспечивает перегрев пара стандартных параметров ($p = 13\text{--}24$ МПа, $t_{\text{п.п}} = 545^\circ\text{C}$). t , Q -диаграмма такого парогенератора показана на рис. 24.1. На этой диаграмме по оси ординат отложены температуры теплоносителя и рабочей среды, а по оси абсцисс — количество теплоты, передаваемой поверхностям нагрева парогенератора.

Вода является низкотемпературным теплоносителем. Если поставить задачу получить перегретый пар при максимально возможном давлении (например, $p = 6,4$ МПа, температура водного теплоносителя на входе $t'_{\text{п}} = 320^\circ\text{C}$), то перегрев составит всего лишь около 20°C . Это иллюстрируется рис. 24.2. Полагая температурный напор между теплоносителем (водой под давлением) и рабочей средой, необходимый по условиям активной теплопередачи $\Delta t = 25^\circ\text{C}$, при $p = 6,4$ МПа можно обеспечить перегрев пара $\Delta t' = 17^\circ\text{C}$. Поэтому обычно АЭС с водным теплоносителем работают на насыщенном паре 5—7 МПа. Подача влажного пара ($\omega \leq 0,2\%$) в турбину вызывает эрозию парораспределительных устройств и снижает надежность турбины. Для предотвращения этого необходимо небольшой перегрев пара,

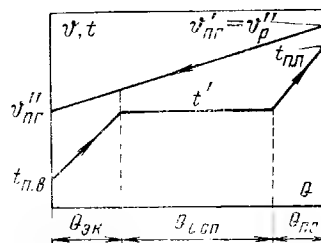


Рис. 24.1. t , Q -диаграмма парогенератора с газовым теплоносителем (перегретый пар одного давления).

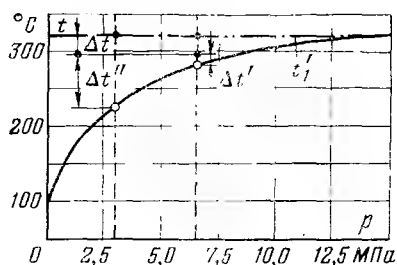


Рис. 24.2. К выбору параметров рабочей среды парогенератора АЭС с ВВЭР.

который бы не приводил к образованию влаги в паровпускных устройствах. Этот перегрев целесообразно поддерживать около 20°C.

По мере прохождения через турбину пар увлажняется и ее ступени работают в зоне влажного пара. Это снижает экономичность электростанции и вызывает также эрозийное разрушение элементов проточной части ЦНД. Для удаления из пара влаги между цилиндрами турбины пар осушают и перегревают. Оба эти процесса организуют в одном агрегате — сепараторе-пароперегревателе СПП (рис. 24.3). Пар из ЦВД подводится сбоку в верхней части корпуса, проходит сепаратор, а затем последовательно омывает поверхности пароперегревателя и при температуре 241°C выходит через верхнюю крышку в ЦНД. Серия СПП для отечественных турбин АЭС разработана ЗиО.

По компоновке парогенераторы АЭС различают вертикального и горизонтального типов. Парогенераторы с газовым и жидкометаллическим теплоносителями выполняются вертикальными. На АЭС с ВВЭР устанавливаются парогенераторы обоих типов. Каждому из них присущи свои достоинства и недостатки. Горизонтальная конструкция парогенератора технологична в изготовлении и надежна в эксплуатации. Вертикальные парогенераторы компактнее горизонтальных, но конструктивные элементы и технология их изготовления сложнее, а при U-образной форме они требуют трубную доску большой толщины, приводящей к сложной и дорогой технологии крепления в них концов трубных элементов. В итоге суммарная стоимость аппаратов обоих типов примерно одинакова. Выбор того или иного типа парогенератора с этой точки зрения определяется технической подготовленностью производства.

Горизонтальный парогенератор занимает в несколько раз большую площадь, чем вертикальный той же паропроизводительности. Имея в виду стремление к повышению радиационной безопасности парогенератора, следует отметить более высокую компактность вертикальных аппаратов.

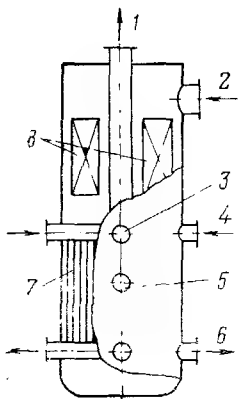


Рис. 24.3. Сепаратор-перегреватель.

1 — перегретый пар на ЦНД; 2 — влажный пар от ЦВД; 3 — греющий пар первой ступени; 4 — греющий пар второй ступени; 5 — выход конденсата первой ступени; 6 — выход конденсата второй ступени; 7 — поверхность нагрева; 8 — сепаратор.

Эксплуатационные показатели и надежность вертикальных и горизонтальных парогенераторов примерно равноценны. Они полностью собираются и подвергаются контролю на заводе, допускают транспортировку по железной дороге. С повышением мощности размеры горизонтального парогенератора возрастают, и при единичной мощности более 250—300 МВт его габариты чрезмерно велики. Вертикальная конструкция позволяет существенно повысить единичную мощность парогенератора, в котором все поперечное сечение нижней части заполняется поверхностью нагрева, а сепарационный объем вынесен в верхнюю часть корпуса. По условиям транспорта по железной дороге теплообменную и сепарационную части изготавливают на заводе отдельно с последующей сборкой на монтажной площадке.

24.2. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ С ВОДНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Парогенераторы АЭС с ВВЭР по характеру рабочих процессов, протекающих на стороне второго контура, различают двух видов: парогенераторы, в которых рабочая среда — вода кипит в объеме на погруженной в нее поверхности нагрева (парогенераторы с естественной циркуляцией) и в трубной системе либо в межтрубном пространстве плотного трубного пучка (прямоточные парогенераторы). Во всех аппаратах поверхность нагрева представляет собой трубчатую систему, при этом трубы имеют прямолинейную, U-образную, винтовую форму или выполняются в виде плоских шпир. Сепарационные устройства парогенераторов погружного типа располагаются внутри барабана — встроенные сепарационные устройства или в отдельном барабане — выносные сепарационные устройства.

Основными типами являются горизонтальный (рис. 24.4,а) и вертикальный (рис. 24.4,б—г) однокорпусные парогенераторы с погруженной поверхностью нагрева и встроенными паросепарационными устройствами. Поверхности нагрева этих парогенераторов выполняются из труб малого наружного диаметра 12—22 мм при толщине стенки 1,2—1,5 мм. Количество таких труб исчисляется в мощных парогенераторах десятками тысяч. Они завальцовываются в трубные доски. Высокая плотность соединений особенно существенна, так как при малейшей утечке радиоактивность переносится из первого контура во второй. Учитывая недопустимость повышенной загрязненности водного теплоносителя продуктами коррозии, все элементы первого контура выполняют из нержавеющей стали.

С целью уменьшения расхода металла для изготовления корпуса парогенератора теплоноситель, имеющий более высокие давление и температуру, пропускают внутри труб. Контур теплоносителя работает в режиме принудительной циркуляции. Для рабочего тела предпочтительна естественная циркуляция. Паровой объем барабана используется для выдачи пара с минимальным загрязнением. При этом конструкция устройств для очистки пара зависит от расположения барабана и условий подвода пара к зеркалу испарения. В горизонтальном парогенераторе (рис. 24.4,а) теплоноситель имеет переменную температуру по длине парогениерирующих змеевиков: на входе она максимальна, на выходе минимальна. Следовательно, и интенсивность парообразования также нагрузка зеркала испарения, для выравнивания которой устанавливают погруженный дырчатый щит, а также выполняют неравномерный подвод питательной воды к змеевикам. Так как средняя нагрузка зеркала испарения такого парогенератора невелика, то для получения пара удовлетворительного качества ($\omega \leq 0,2\%$) применяют простые паросепарационные и паропромысловые устройства или ограничиваются только паросепарационными устройствами.

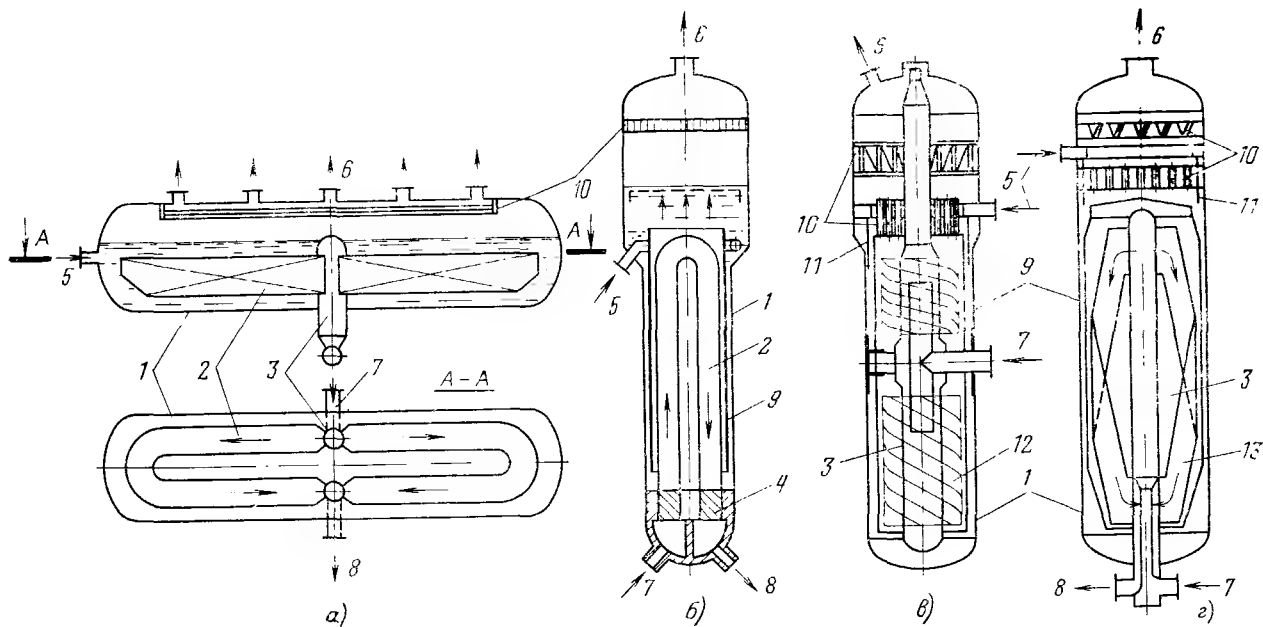


Рис. 24.4. Схемы парогенератора с водным теплоносителем.

а — горизонтального; б — вертикального с U-образными трубами; в — то же с винтообразными трубами; г — то же с ширмами; 1 — корпус; 2 — U-образная трубная система; 3 — коллектор с трубной решеткой; 4 — трубная доска; 5 — подвод питательной воды; 6 — выход пара; 7 — подвод теплоносителя; 8 — выход теплоносителя; 9 — разделительная обечайка; 10 — сепаратор; 11 — раздающие трубы питательной воды; 12 — пучок винтообразных труб; 13 — ширмы.

В вертикальном парогенераторе (рис. 24.4,б—г) нагрузка зеркала испарения намного больше, чем в горизонтальном. Это вызывает повышенный унос влаги паром, и для уменьшения влажности пара используют достаточно большую высоту парового объема для двух-трех ступеней сепарации.

В вертикальных парогенераторах с U-образными трубами (рис. 24.4,б) обеспечивается самокомпенсация трубного пучка, и в этом их большое достоинство. Вместе с тем для них характерно наличие трубной доски большой толщины. У мощных парогенераторов при диаметре корпуса в суженной части 4000 мм толщина трубной доски достигает 600—700 мм. Изготовление таких досок, точное глубокое сверление большого числа отверстий и крепление в них труб поверхностей нагрева технологически сложны и дороги. В воде парогенераторов присутствует железоокисный шлам, удаляемый продувкой. Однако полностью его удалить из парогенератора с нижней трубной доской сложно — он может скапливаться в нижней части трубного пучка непосредственно у трубной доски. В слое шлама происходят глубокое упаривание влаги и повышение концентрации всех примесей воды в порах и каналах шлама, в том числе и хлор-иона и щелочей, которые приводят к разрушению труб, выполненных из нержавеющей стали.

Перспективны конструкции вертикальных парогенераторов без нижней трубной доски. Одна из таких конструкций представлена на рис. 24.4,в. Парогенератор состоит из двух частей. Нижняя часть служит для размещения поверхностей нагрева; они выполнены из витых нержавеющей труб, закрепленных в трубных решетках. Теплоноситель (вода) при давлении 16 МПа движется внутри труб. Вход и выход теплоносителя разделены перегородками (на рис. 24.4,в показан только вход теплоносителя). Питательная вода подводится выше трубной системы. Последняя погружена в воду, из которой получается насыщенный пар при давлении 6,4 МПа. Циркуляция воды естественная. Обрамляющая трубную систему разделительная обечайка с корпусом образует опускное звено; внутри оболочки движение

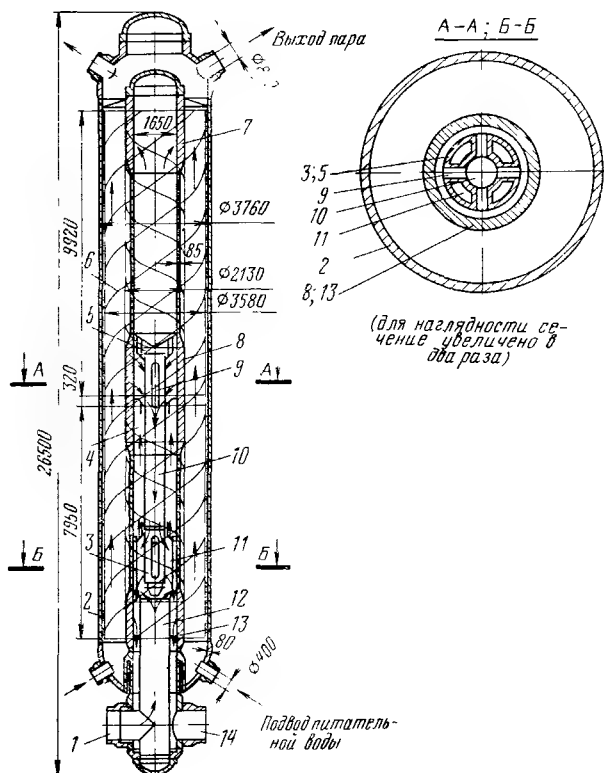


Рис. 24.5. Прямоточный парогенератор 500 МВт.

1 — вход теплоносителя; 2 — корпус; 3 — нижнее водораспределительное устройство; 4 — коллектор; 5 — верхнее водораспределительное устройство; 6 — трубный пакет (поверхность нагрева); 7 — верхняя трубная решетка; 8 — средняя трубная решетка; 9 — вертикальные прорези; 10 — вставка; 11 — секторные каналы; 12 — ствол; 13 — нижняя трубная решетка; 14 — выход теплоносителя.

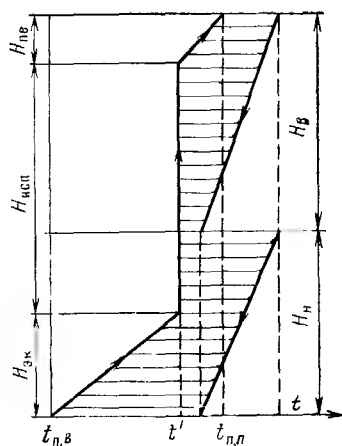


Рис. 24.6. Распределение температур теплоносителя и рабочей среды и температурных напоров по высоте прямооточного парогенератора (см. рис. 24.5).

восходящее. Верхняя секция большого диаметра образует паровой объем, в котором размещаются паросепарационные устройства: первая ступень (грубая сепарация) — циклонные сепараторы с осевым подводом пароводяной смеси, вторая ступень (осушка пара) — вертикальные кольцевые жалюзийные сепараторы. В парогенераторах с винтообразными трубами хорошо обеспечивается самокомпенсация. Основным недостатком конструкции — технологическая сложность изготовления винтовой навивки, так как каждый ряд труб имеет свой угол наклона.

Перспективны парогенераторы с ширмовыми поверхностями нагрева (рис. 24.4,з). Ширмы представляют собой плоские системы труб, которые в целях создания конструкции с одинаковой длиной труб и обеспечения ее жесткости на середине высоты загнуты на 180° . Ширмы размещаются в вертикальных плоскостях радиально вокруг коллектора. В парогенераторах вертикального типа (рис. 24.4,в, з) коллекторы сравнительно небольшого диаметра и их толщина стенки меньше.

На рис. 24.5 показан вариант конструкции вертикального прямооточного парогенератора ВТИ мощностью 500 МВт. Парогенератор спроектирован с вертикальным корпусом и подводными патрубками для входа питательной воды и отвода слабоперегретого пара. Коаксиально в нем размещается коллектор с двумя водораспределительными устройствами, подводными и отводящими патрубками водного теплоносителя. В кольцевом пространстве, образованном корпусом и центральным коллектором, располагается трубчатая поверхность нагрева, состоящая из двух пакетов труб $12 \times 1,2$ мм длиной 14 м. Верхний и нижний пакеты труб включены параллельно по теплоносителю и последовательно по рабочей среде. Последняя движется в межтрубном пространстве плотного пакета труб.

Описанная компоновка поверхностей нагрева и взаимное направление потоков теплоносителя и рабочей среды (рис. 24.6) позволяют организовать передачу теплоты с возможно большими температурными напорами и этим обеспечить приемлемую компоновку и габариты мощного парогенератора.

24.3. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ С ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКИМ И ГАЗОВЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Парогенераторы с жидкометаллическим теплоносителем. Расплавленный металл, проходя реактор, подогревается активацией, а потому теплообменная система усложняется, так как одного теплообменника недоста-

точно. Чтобы сделать парогенератор безопасным для эксплуатации, АЭС выполняют трехконтурной с двумя последовательно включенными теплообменниками (см. рис. 1.2,в). В первом из них теплота от жидкого металла передается промежуточному теплоносителю, а во втором — теплообменнике — парогенераторе — промежуточный теплоноситель используется для получения водяного пара. В трехконтурных схемах теплоносителем первого и второго контура является натрий, а рабочим телом — вода.

В парогенераторах с жидкометаллическим теплоносителем процессы парообразования и перегрева пара обычно организуются в двух отдельных агрегатах, соединяемых между собой последовательно. Промежуточный перегрев пара осуществляется в третьем агрегате. Агрегаты могут иметь корпусное или кожухотрубное исполнение. Основная причина многоагрегатного исполнения — стремление избежать сварку труб из сталей разных составов, из которых выполняются поверхности нагрева испарительной части и пароперегревателей.

Особенностью отечественного парогенератора с жидкометаллическим теплоносителем, работающего от реактора на быстрых нейтронах БН-600, — протекание процессов парообразования, основного перегрева и промежуточного перегрева пара в трех самостоятельных вертикальных кожухотрубных теплообменниках, называемых *модулями*. Эти три модуля составляют секцию. Восемь таких секций образуют прямооточный парогенератор. Секции соединены параллельно по теплоносителю и рабочему телу. В блоке с реактором БН-600 работают три парогенератора.

Модули основного и промежуточного пароперегревателей соединены параллельно по теплоносителю, благодаря чему обеспечивается высокий температурный напор в обоих модулях, из которых жидкометаллический натрий поступает в модуль испарителя с одинаковой температурой. В испарителе питательная вода подогревается до температуры насыщения, испаряется и доводится до небольшого перегрева (на $12\text{--}15^\circ\text{C}$). Движение сред противоточное.

По своей конструкции модули испарителей и пароперегревателей принципиально одинаковы. На рис. 24.7 показан вариант конструкции модуля пароперегревателя. Теплообменная поверхность выполнена из прямых труб, имеющих в нижней части синусоидальный погиб для компенсации разных температурных удлинений корпуса и трубной системы. Трубы вальцованы в трубные доски, где располагаются по сторонам правильных шестиугольников. Внутри труб движется рабочее тело (вода и пароводяная смесь в испарителе, пар — в основном и промежуточном перегревателях), в межтрубном пространстве — жидкометаллический натрий. Для защиты корпуса от возможных колебаний температуры теплоносителя он экранирован от потока натрия обечайкой. Трубные доски защищены плитами-вытеснителями и изолирующими прокладками. Натрий поступает в трубный пучок из входной камеры через 12 вертикальных окон размером 250×110 мм в обечайке, чем достигается равномерное его распределение в межтрубном пространстве. Аналогично выполнен и выход натрия из межтрубного пространства в выходную камеру. Входная и выходная камеры рабочего тела образованы трубными досками и съемными плоскими донышками корпуса.

Основные параметры парогенератора: тепловая мощность 490 МВт, паропроизводительность $181,6 \text{ кг/с}$, давление перегретого пара $14,2/2,45 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $505/505^\circ\text{C}$, температура теплоносителя на входе 520 , на выходе — 320°C .

Парогенератор с натриевым теплоносителем в корпусном исполнении показан на рис. 24.8. По условиям технологии изготовления и транспорта наружный диаметр корпусов принят не более 3 м. Конструкция поверхностей нагрева всех агрегатов принципиально одинакова: они выполнены в виде U-образных труб, вмон-

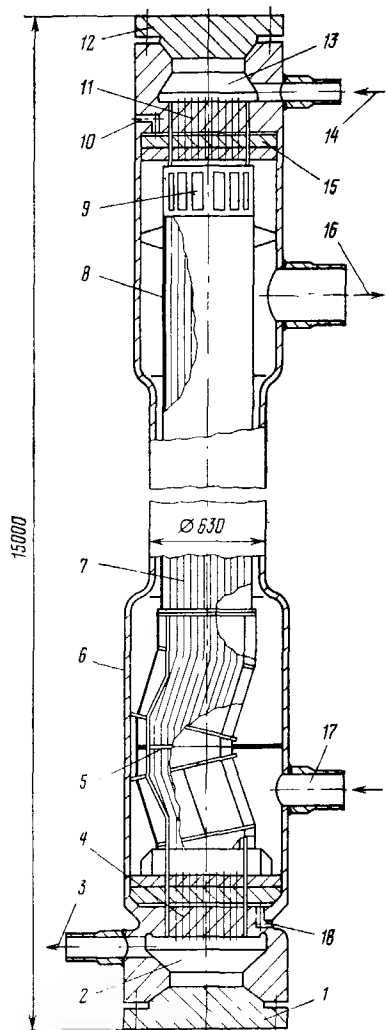


Рис. 24.7. Модуль пароперегревателя с жидкометаллическим теплоносителем.

1 — доньшко; 2 — выходная камера; 3 — выход пара; 4 — нижняя трубная доска; 5 — дистанционная решетка; 6 — корпус; 7 — трубный пучок; 8 — разделительная обечайка; 9 — окна; 10 — к газовой емкости; 11 — верхняя трубная доска; 12 — крышка; 13 — входная камера; 14 — вход пара; 15 — защитная плита; 16 — выход натрия; 17 — вход натрия; 18 — дренаж.

тированных в периферийную часть корпуса. Поскольку давление жидкого металла меньше среды, теплоноситель циркулирует в межтрубном пространстве. Для организации движения теплоносителя и рабочей среды противотоком внутри корпуса установлена цилиндрическая обечайка. Тепловой экран защищает корпус от чрезмерного обогрева.

Основные параметры парогенератора: мощность 1320 МВт, давление перегретого пара 16,3/3,4 МПа, температура перегретого пара 540/540°C, температура теплоносителя на входе 560, на выходе 380°C.

Парогенераторы с газовым теплоносителем. Современные парогенераторы с газовым теплоносителем помещают в общую с реактором оболочку из предварительно напряженного железобетона (рис. 24.9). Парогенератор состоит из ряда параллельных секций, расположенных по окружности под активной зоной или вокруг нее в кольцевом зазоре. Для организации движения газового теплоносителя между секциями парогенератора

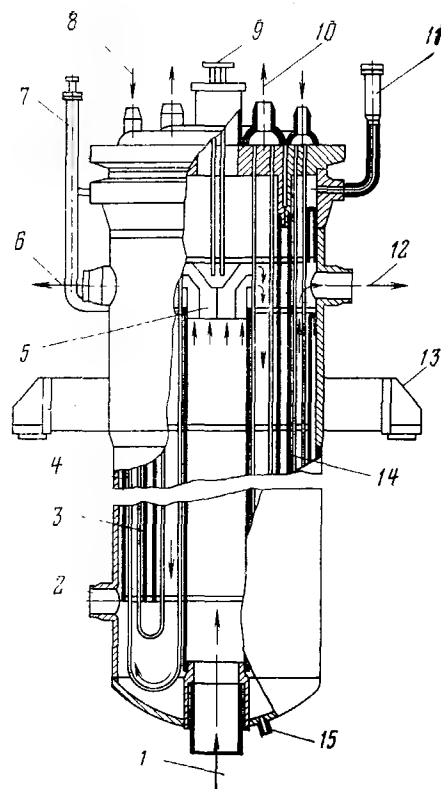


Рис. 24.8. Парогенератор с натриевым теплоносителем к реактору на быстрых нейтронах (Англия).

1 — вход натрия; 2 — вывод продуктов взаимодействия натрия с водой; 3 — трубный пучок; 4 — тепловой экран; 5 — направляющие трубы; 6, 12 — выход натрия; 7 — измеритель уровня со стороны выхода натрия; 8 — вход рабочей среды; 9 — измеритель уровня со стороны входа натрия; 10 — выход рабочей среды; 11 — детектор водорода; 13 — опора; 14 — разделительная обечайка; 15 — дренаж.

установлена газодувка, работающая на отработавшем паре промежуточного перегрева. Парогенераторы — прямоточные ($p=17,3$ МПа, $t_{н.п}=540^\circ\text{C}$ с промперегревом 545°C). Температура газа на входе в реактор 406, на выходе из него 780°C при $p=4,7$ МПа. Расход газа $1,6 \times 10^6$ кг/ч.

Секция парогенератора (рис. 24.10) состоит из трех поверхностей нагрева: первая включает экономайзер, испаритель и пароперегреватель первой ступени, вторая — пароперегреватель второй ступени и третья — промежуточный пароперегреватель. В целях интенсификации теплообмена на газовой стороне поверхности нагрева экономайзера и испарителя выполняются оребренными. Теплоноситель (гелий) движется сверху вниз. Питательная вода поступает в кольцевой коллектор, а затем трубами отводится в промежуточные коллекторы. Из каждого коллектора выходят трубы, которые образуют первую теплопередающую поверхность, представляющую собой пучок винтовых змеевиков. В этой поверхности вода подогревается до кипения, испаряется, а образовавшийся пар частично перегревается. Рабочее тело движется вверх противотоком по отношению к теплоносителю.

Трубы из верхней части первого пучка проходят по кольцевой щели, образованной кожухом секции и обечайкой второй ступени пароперегревателя, а затем винтовыми змеевиками опускаются относительно теплоносителя прямотоком. Из нижней части перегревателя трубы проходят кольцевую щель, образованную опорным цилиндром и внутренней обечайкой нижнего пучка. Ниже

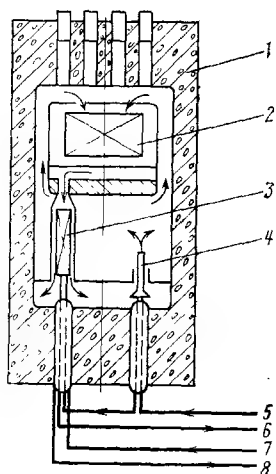


Рис. 24.9. Схема размещения оборудования в корпусе реактора АЭС.

1 — железобетонный корпус; 2 — реактор; 3 — секция парогенератора; 4 — газодувка; 5 — пар на промпрегрев; 6 — вторично-перегретый пар; 7 — питательная вода; 8 — перегретый пар.

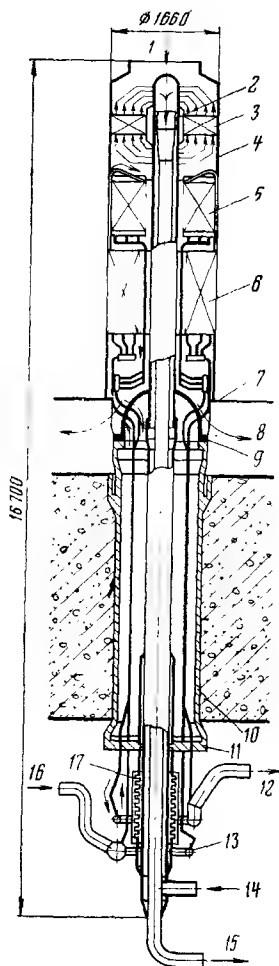


Рис. 24.10. Секция парогенератора АЭС Форт С.-Врейн (США) ($N=330$ МВт, $D=1040$ т/ч, $D_c=87$ т/ч).

1 — вход теплоносителя; 2 — лабиринтное уплотнение; 3 — промпароперегреватель; 4 — кожух; 5 — перегреватель второй ступени; 6 — экономайзер, испаритель и пароперегреватель первой ступени; 7 — нижнее перекрытие; 8 — выход теплоносителя; 9 — первая крышка; 10 — опора секции; 11 — вторая крышка; 12 — выход перегретого пара; 13 — коллектор питательной воды; 14 — вход пара промпрегрева; 15 — выход вторично-перегретого пара; 16 — вход питательной воды; 17 — сильфон.

этого пучка трубы подсоединяются к промежуточным коллекторам, от которых перегретый пар поступает к кольцевому сборному коллектору перегретого пара. Соединительные трубы перегретого пара, равно как и соединительные трубы питательной воды между крышками, образуют винтообразные компенсационные петли. Противоточный промпрегреватель также образован из винтообразных змеевиков, объединенных коллекторами.

Вес всех трубных пучков воспринимается сферической крышкой и передается железобетонному корпусу через опору секции. Объем между крышками заполняется гелием с давлением, несколько превышающим давление в реакторе. Различие термических удлинений оболочки и труб промежуточного пароперегревателя компенсируется сильфонным устройством.

Парогенераторы с газовым теплоносителем целесообразно выполнять с экономайзером и пароперегревателем. Это показано на рис. 24.11, на котором $t_{II}^{вых}$ — выходная температура рабочего тела при получении насыщенного водяного пара, а $t_{II}^{рх}$ — температура перегретого пара при той же температуре газового теплоносителя.

Действительно, для интенсивной передачи теплоты от теплоносителя к рабочему телу необходимо поддерживать на холодной стороне температурный напор Δt

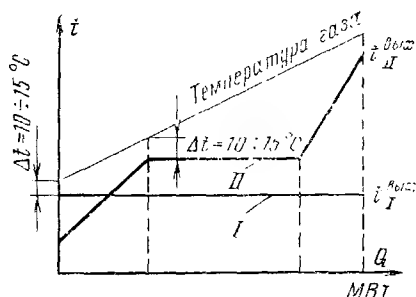


Рис. 24.11. t, Q -диаграмма парогенератора с газовым теплоносителем.

не менее 10°C . Генерация насыщенного пара в отсутствие экономайзера, характеризующаяся постоянством температуры рабочего тела в парогенераторе (линия I), в этих условиях ограничивается выдачей пара с температурой $t_{II}^{вых}$, соответствующей заданному значению Δt .

Экономайзер позволяет увеличить температурный напор на входе и соответственно выходную температуру пара (линия II). При установке, кроме экономайзера, еще и пароперегревателя выходная температура $t_{II}^{вых}$ еще выше.

24.4. РЕАКТОР КАК ГЕНЕРАТОР ПАРА

В одноконтурных АЭС функции парогенератора выполняет кипящий реактор, в котором образуется пар из поступающей в него питательной воды. Таким образом, вода является и теплоносителем для охлаждения реактора и рабочей средой, из которой получается пар. В ядерном реакторе одновременно протекают нейтронно-физические, теплофизические и физико-химические процессы. Первые специфичны для ядерных установок и потому здесь не излагаются. Ниже рассматриваются кипящие реакторы в той части, в какой они являются генераторами пара.

Различают кипящие реакторы корпусного и канального типов.

Корпусный кипящий реактор. Конструкция современного корпусного кипящего реактора с принудительной циркуляцией воды, генерирующего насыщенный пар для турбины, показана на рис. 24.12. Реактор представляет собой вертикальный стальной барабан диаметром 3—6 м. Его активная зона размещена в водяном объеме. Надежный отвод теплоты в активной зоне обеспечивается интенсивной циркуляцией воды, которая осуществляется встроенными в корпус струйными насосами. В мощных энергетических реакторах таких насосов до 20 шт. Они располагаются в кольцевом зазоре между актив-

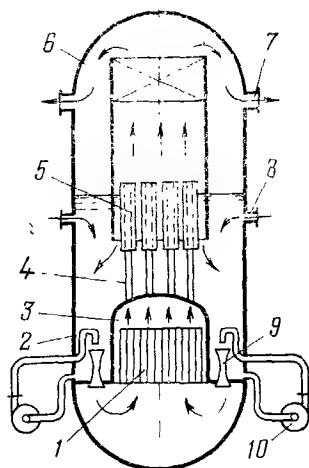


Рис. 24.12. Корпусный кипящий реактор.

1 — активная зона; 2 — корпус; 3 — сборная камера; 4 — стояки сепаратора; 5 — первичные сепараторы; 6 — осушитель пара; 7 — пар на турбину; 8 — подвод питательной воды; 9 — струйный насос; 10 — циркуляционный насос.

ной зоной и корпусом. После струйных насосов вода разделяется на два потока: один из них — **большой** — в количестве двух третей всего расхода циркулирующей воды проходит через активную зону, а другой — **меньший** — прокачивается циркуляционными насосами через две параллельные вынесенные из корпуса петли. Эта часть потока подается на всас струйных насосов и служит таким образом для них рабочим телом. Эти внекорпусные элементы несколько понижают радиационную безопасность реактора.

В цилиндрическом корпусе расположена активная зона с твэлами, собранными в топливные кассеты, опирающиеся на плиту. Сверху активная зона заканчивается сферическим днищем, образующим камеру пароводяной смеси. В днище вварены идущие вверх трубы по одной над каждой ячейкой активной зоны. По этим трубам пароводяная смесь поступает в турбосепараторы, после которых отсепарированная влага сливается в пространство между турбосепараторами и далее стекает вниз в водяной объем. Отсепарированная вода, смешиваясь с питательной водой, поступает на всас струйных насосов, которые преодолевают сопротивление контура многократной принудительной циркуляции. Выдаваемый из турбосепараторов пар направляется далее в паровой объем, где он досушивается до влажности примерно 0,1% в осушителях. Внутрикорпусная сепарация пара освобождает реактор от внешних элементов и улучшает радиационную обстановку в районе расположения оборудования.

Корпусные реакторы относятся к наиболее освоенным. Они характеризуются высокой компактностью, простотой схемы, примерно вдвое меньшим рабочим давлением по сравнению с давлением теплоносителя первого контура ВВЭР, относительно малым расходом конструкционных материалов в активной зоне и сравнительно низкой стоимостью. Реакторы корпусного типа имеют ограниченные размеры, определяемые возможностью транспорта корпуса к монтажной площадке. Изготовление корпуса большого диаметра встречает трудности из-за существенного увеличения толщины стенки, особенно для установок высокого давления. По этим причинам реакторы корпусного типа имеют ограничение по мощности и могут применяться в энергоблоках до 1000 МВт. Корпус реактора, особенно больших размеров, работает в тяжелых условиях, поскольку он подвержен совокупному воздействию высокого давления теплоносителя и нейтронного потока активной зоны.

В корпусных реакторах трудно получить достаточную информацию, позволяющую в процессе эксплуатации своевременно прогнозировать возникновение дефектов в корпусе. Это в большей мере относится к мощным установкам, для которых приходится выполнять значительный объем сварочных работ на монтажной площадке, а не в заводских условиях. Реакторы корпусного типа работают при естественной и принудительной циркуляции, они могут выдавать пар ДКД.

Канальный кипящий реактор (рис. 24.13) имеет активную зону, состоящую из графитового блока, в центральной части которого в определенном порядке вертикально расположены технологические каналы. В каналах вода омывает тепловыделяющие сборки с твэлами, нагревается до кипения и частично испаряется.

Удовлетворительная работа реакторов при большом тепловыделении в режиме кипения позволила разработать реакторы, в которых не только генерируется пар, но и осуществляется перегрев его до необходимой температуры. Для перегрева пара выделяется часть технологических каналов, в которые поступает насыщенный пар, отсепарированный в барабане из пароводяной смеси.

Мощность реактора как генератора пара определяется количеством каналов и мощностью каждого из них. При данных параметрах КПД паропроизводительность реактора-парогенератора зависит от числа каналов. Чем их больше, тем выше паропроизводитель-

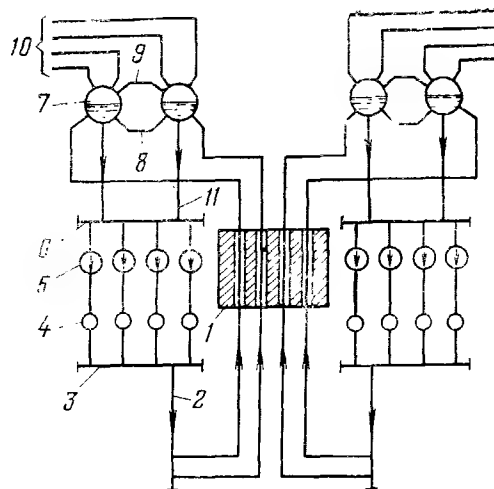


Рис. 24.13. Схема многократной принудительной циркуляции кипящего канального реактора РБМК-1000.

1 — реактор; 2 — раздаточный групповой коллектор; 3 — напорный коллектор; 4 — обратный клапан; 5 — ГЦН; 6 — всасывающий коллектор; 7 — барабан-сепаратор; 8 и 9 — уравнительные трубы; 10 — пар на турбину; 11 — опускные трубы.

ность, однако усложняются конструкция установки и ее эксплуатация.

Канальный реактор обеспечивает возможность получения значительной единичной мощности (1000 - 2000 МВт и более), повышения параметров теплоносителя, а следовательно, и КПД.

Канальные реакторы в настоящее время работают в режиме многократной принудительной циркуляции, однако по своей конструкции они допускают генерацию пара по прямоточной схеме.

Преимущества реакторов капального типа (главное — это отсутствие корпуса под давлением) привели к созданию АЭС с серийными кипящими реакторами большой мощности. Уран-графитовый реактор РБМК-1000 канального типа предназначен для выработки насыщенного водяного пара. Блок работает по одноконтурной схеме, т. е. получаемый в реакторе пар направляется непосредственно в турбины, а его конденсат подается в циркуляционный контур реактора.

Реактор размещен в бетонной шахте, заполненной цилиндрической кладкой из вертикальных графитовых колонн с центральными отверстиями, в которых расположены технологические каналы. В технологических каналах установлены твэлы, и через них циркулирует теплоноситель. В пределах активной зоны (высота около 7 м) технологические каналы изготовлены из циркониевых труб диаметром 88×4 мм. За пределами активной зоны технологические каналы выполнены из нержавеющей стали. В каждом канале размещена кассета с двумя тепловыделяющими сборками. Каждая сборка состоит из 18 твэлов. Твэл представляет собой циркониевую трубку диаметром 13,5×0,9 мм с таблетками из двуокиси урана. Отдельные каналы используются для размещения стержней-поглотителей системы управления и защиты.

Отвод выделяемой реактором теплоты обеспечивается контуром многократной принудительной циркуляции, состоящим из двух петель. Циркуляция теплоносителя в каждой петле осуществляется с помощью четырех главных циркуляционных насосов, три из которых являются рабочими и один — резервным. Вода с давлением около 8 МПа температурой 265°C после насоса поступает в напорный коллектор, откуда направляется в раздаточные коллекторы, затем с помощью регулирующих клапанов распределяется по технологическим каналам.

Двигаясь через технологические каналы снизу вверх, вода сначала подогревается на экономайзерном участке, а затем частично испаряется. Образовавшаяся пароводяная смесь ($x=14,5\%$) транспортируется по индивидуальным трубопроводам в барабаны-сепараторы. Между двумя барабанами-сепараторами каждой циркуляционной петли имеются уравнильные трубы. Их назначение — предотвратить перекосы уровней в барабанах-сепараторах, в которых пароводяная смесь разде-

ляется на пар и воду. Насыщенный пар влажностью 0,1% направляется в турбины, а вода, смешиваясь с конденсатом отработавшего в турбинах пара, после очистки, подогрева и деаэрации циркуляционными насосами подается на вход технологических каналов.

В качестве следующего шага развития реакторов канального типа рассматриваются реакторы мощностью 1500—2000 МВт с перегревом пара в каналах реактора при давлении 6,5 МПа.

Глава двадцать пятая

МЕТАЛЛ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

25.1. ПОВЕДЕНИЕ МЕТАЛЛА ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Уже были рассмотрены методы организации процессов, обеспечивающих оптимальные условия работы металла элементов паровых котлов, работающих при высоком давлении. Но даже в этих условиях металл ответственных узлов (трубы поверхностей нагрева, барабан, коллекторы, паропроводы) находится в тяжелых условиях, так как в стационарных режимах он подвергается воздействию напряжений от внутреннего давления и собственной массы при высокой температуре. В переменных режимах (пусках, остановах) металл находится под дополнительным воздействием переменной температуры и давления. В некоторых режимах могут возникать и переменные температуры циклического характера.

Кроме того, на металл ответственных узлов котла действуют высокая температура и коррозионно-активные в химическом отношении среды: топочные газы, насыщенный и перегретый пар, пароводяная смесь и питательная вода. Под воздействием этих сред возникает коррозия металла.

Многие элементы котла, особенно детали водяной и паровой арматуры и труб поверхностей нагрева, работают в условиях эрозионного и абразивного износа. *Эрозионным* называют износ под влиянием воздействия струи жидкости, газа или пара, *абразивным* — механический износ под действием твердых частиц — абразивов (например, золовой износ труб поверхностей нагрева). Эрозия металла — сложный процесс, сочетающий в себе коррозию от химического воздействия среды и механический износ под влиянием динамики потока жидкости или пара (механический износ может усиливаться в процессе эрозии при наличии в среде твердых абразивных частиц).

Металл труб воздухоподогревателя испытывает небольшое давление (до 7—8 кПа), и потому механические усилия незначительны, но металл работает при высокой температуре (до 400—450°C).

Особенно в тяжелых условиях работают находящиеся в газоходах неохлаждаемые элементы, предназначенные для подвески и крепления поверхностей нагрева. Эти элементы несут большую весовую нагрузку и подвержены воздействию агрессивных газов при высокой температуре (до 800°C).

Каркас котла также несет большую весовую нагрузку, но работает он при температуре окружающего атмосферного воздуха. Только в подвесных конструкциях паровых котлов отдельные так называемые «горячие» подвески каркаса, кроме того, подвержены высокой температуре, определяемой температурой протекающей через них рабочей среды.

Элементы котла, работающие под избыточным давлением, условно можно разделить на две группы:

1) элементы, работающие при температуре ниже 350—400°C: барабан, парообразующие трубы и их коллекторы, трубы экономайзера и переходной зоны и их коллекторы, трубопроводы и арматуры для воды и насыщенного пара;

2) элементы, работающие при температуре выше 350—400°C: пароперегреватели и их коллекторы, парохладители, трубопроводы и арматура перегретого пара.

Специфическую опасность для надежной работы ответственных элементов парового котла представляет длительное воздействие напряжений от внутреннего давления и высокой температуры перегретого пара, если она превышает 450°C. Под совместным влиянием температуры выше 450°C и напряжений (трубы пароперегревателей, их коллекторы и магистральные паропроводы) в стали развивается опасное явление ползучести (крипа). *Ползучесть* представляет собой медленное и непрерывное накопление пластической деформации, т. е. постепенное увеличение размеров детали. Это особый вид пластической деформации, протекающей при напряжении ниже предела текучести. Опасной особенностью процесса ползучести является то, что по достижении определенных пределов остаточной

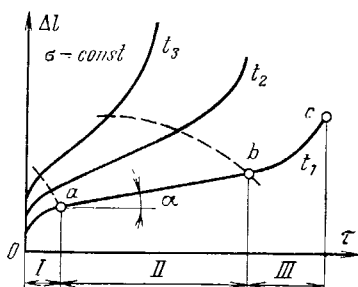


Рис. 25.1. Диаграмма ползучести стали при различных температурах и одинаковом напряжении.

пластической деформации металл разрушается. Поэтому размеры деталей, работающих в условиях развития ползучести, непрерывно контролируют.

Диаграмма ползучести показана на рис. 25.1, на котором изображены кривые ползучести при постоянном напряжении для трех значений температуры $t_1 < t_2 < t_3$. Рассмотрим ход процесса на примере ползучести при температуре t_1 . Кривая состоит из трех участков: $0a$, ab и bc . По времени участок $0a$ — период затухающей ползучести — соответствует короткому начальному периоду I , когда металл даже несколько упрочняется. Далее наступает длительный период II установившейся ползучести — участок ab , в пределах которого деталь может работать надежно, не разрушаясь. Скорость ползучести в этом периоде постоянна:

$$v = \Delta l / \tau = \lg \alpha. \quad (25.1)$$

Наконец, следует опасный период III нарастающей ползучести bc , в течение которого наступает разрушение детали — точка c и которому предшествует сильная пластическая деформация, например раздутие труб поверхности нагрева. Надежная работа деталей возможна только в пределах периода II установившейся ползучести. При более высокой температуре (t_2 и t_3) процесс ползучести протекает аналогично, но более активно во времени; скорость установившейся ползучести повышается, а разрушение наступает раньше. Напряжение, при котором скорость ползучести в периоде II не превышает заданной, или напряжение, вызывающее за заданный срок службы суммарную деформацию не более некоторого безопасного, допустимого предела, называют *условным пределом ползучести* σ_p . Для большинства марок сталей допускается суммарная деформация в 1% за 100 тыс. ч работы. Этому соответствует скорость ползучести $v_p = 10^{-7}$ мм/(мм·ч), или $10^{-5}\%$ /ч.

Характеристикой прочности металла при работе в условиях ползучести служит предел длительной прочности. При нагружении металла в условиях ползучести длительность ра-

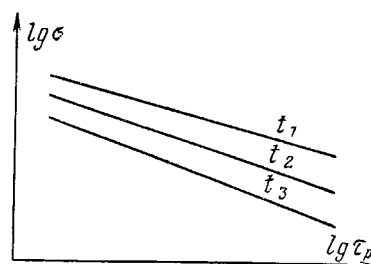


Рис. 25.2. Зависимость предела длительной прочности от времени до разрушения.

боты детали до разрушения зависит от испытываемого напряжения. Напряжение, вызывающее разрушение металла в условиях ползучести за заданный период, называют *пределом длительной прочности*.

Зависимость времени до разрушения при постоянной температуре τ_p от напряжения чаще всего выражают степенным уравнением

$$\tau_p = B \sigma^{-m}, \quad (25.2)$$

где B и m — постоянные для данного металла и данной температуры.

Следовательно, в двойных логарифмических координатах график зависимости τ_p от σ выражается прямыми, показанными на рис. 25.2 для трех температур t_1 , t_2 и t_3 ($t_1 < t_2 < t_3$).

Длительность безопасной работы детали при данном напряжении (без разрушения) может быть установлена по рис. 25.2. Следовательно, расчет на прочность деталей, работающих в условиях ползучести, можно проводить не по пределу ползучести, а по пределу длительной прочности. Задав время безопасной работы и введя запас прочности, можно рассчитать напряжение, при котором деталь будет надежно работать в течение заданного времени.

Физическая природа предела ползучести и предела длительной прочности неодинакова. Предел ползучести характеризует сопротивление металла малой пластической деформации при повышенной температуре, а предел длительной прочности — сопротивление металла разрушению в условиях ползучести. Тем не менее в зависимости от обстоятельств каждая из этих характеристик может фигурировать в расчетах на прочность в условиях ползучести, тем более, что для каждого материала между этими характеристиками имеется определенная взаимосвязь.

До последнего времени для расчета деталей, работающих в условиях ползучести, предусматривалась подстановка в расчетные формулы допускаемого напряжения по пределу длительной прочности при данной температуре стенки за заданный период работы

(обычно 100 тыс. ч). Предел длительной прочности обозначается $\sigma'_{д.п.}$ (t — температура стенки). При коэффициенте использования рабочего времени $K_{раб}=0,85$, $\tau=100$ тыс. ч эквивалентно сроку службы при расчетных параметрах пара — примерно 15 годам. Для дорогостоящего оборудования, каким являются паровой котел и паровая турбина с труднозаменяемыми элементами (паропроводы, пароперегреватели, коллекторы, головная часть турбины и др.), этот срок службы в настоящее время считается недостаточным, если учитывать большие запасы прочности, заложенные в расчетах прочности. По сроку амортизации рекомендуется его увеличить примерно в 2 раза, т. е. до 200 тыс. ч. Это может несколько снизить длительную прочность к концу ресурса металла по сравнению с длительной прочностью при 100 тыс. ч. Учитывая, однако, улучшение технологии производства сталей и их термообработки, повышение культуры эксплуатации оборудования, улучшение методов контроля работы металла в эксплуатации оборудования, следует ожидать небольшого снижения длительной прочности при намеченном ресурсе металла в 200 тыс. ч. Новые нормы расчета на прочность [4] позволяют производить расчеты деталей паровых котлов на 200 тыс. ч.

Работа металла при повышенных температурах отличается также той особенностью, что при этих температурах получают развитие диффузионные процессы, под влиянием которых могут существенно изменяться структура, а следовательно, и свойства металла. В этих условиях металл разупрочняется в результате охрупчивания и графитизации. Разупрочнение может привести к аварийной потере прочности.

Работа сталей в условиях воздействия топочных газов и перегретого пара при повышенных и высоких температурах сопровождается также активизацией процессов *электрохимической коррозии* и как следствие усилением окисления и окалинообразования на поверхностях, соприкасающихся с активными средами. От воздействия топочных газов особенно страдают внешние поверхности труб пароперегревателей, от воздействия перегретого пара — внутренние поверхности этих труб, коллекторов перегретого пара и магистральных паропроводов. Окалинообразование может быть настолько значительным, что толщина стенки трубы уменьшается до опасных пределов, влекущих за собой преждевременную ползучесть и даже разрушение труб. Образование окалины усугубляется интенсивными тепловыми нагрузками, высокими напряжениями, возникающими от внутреннего давления. Утонение металла следст-

вие окалинообразования учитывают в прочностных расчетах.

С увеличением единичной мощности требования к надежности выше, а обеспечить ее сложнее из-за большой металлоемкости поверхности нагрева и огромного числа сварных соединений. Увеличение единичной мощности часто сопровождается повышением параметров пара, что связано с применением более прочных, но менее пластичных сталей. Последние более чувствительны к концентрациям напряжений, и поэтому для них даже небольшие дефекты металла более опасны.

В итоге современные паровые котлы большой мощности требуют не только улучшения технологии производства, но и получения по результатам контроля широкой информации о работе металла в сложных условиях эксплуатации: его ползучести, структуре, составе, механических свойствах и возникающих напряжениях.

Условия работы металла при высоких температурах и давлениях позволяют сформулировать следующие основные требования к стали для обеспечения длительной надежной работы котельной установки: высокий предел ползучести; высокий предел длительной прочности; высокая стойкость против окалинообразования; стабильность структуры, гарантирующая отсутствие опасного изменения свойств в процессе длительной работы; хорошая свариваемость; отсутствие металлургических и механических дефектов поверхности, ослабляющих сечение элементов и являющихся концентраторами напряжений.

25.2. МЕТАЛЛ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Основными материалами для котлостроения служат углеродистые, а также легированные стали, в состав которых включены хром, никель, молибден, вольфрам, ванадий и др. Большинство легирующих элементов относится к дорогим материалам, однако введение их в состав стали сообщает ей ряд ценных свойств, недостижимых для углеродистой стали.

Углеродистая (нелегированная) сталь применяется для изготовления элементов парового котла, которые работают в условиях отсутствия ползучести, т. е. при температуре не выше 450°C. По условиям технологии сварки, являющейся основным технологическим процессом при изготовлении паровых котлов, многие ответственные элементы изготавливаются из малоуглеродистых сталей марок 10 и 20. Сталь 20 является преобладающей, поскольку по прочности она превосходит сталь 10, а по свариваемости и коррозионной стойкости не уступает ей. Основа микроструктуры металла труб — феррит, мягкая и пластичная составляющая; количество упрочняющей составляющей — перлита — невелико. Листовая сталь имеет повышенное содержание углерода, в среднем от 0,15% (сталь 15К) до 0,25% (сталь 22К), что повышает показатели ее прочности: свариваемость этой стали вполне удовлетворительная. Сталь марки 22К отличается повышенной прочностью, что определяется несколько более высоким содержанием марганца и присутствием небольшого количества титана.

Низколегированная сталь перлитного класса. Низколегированной является сталь, содержащая не больше 4—5% легирующих элементов. Такие стали применяются для изготовления элементов котлов, работающих в условиях ползучести: трубы и коллекторы пароперегревателей, паропроводы. Они применяются также для изготовления барабанов котлов на давление 18—18,5 МПа.

Низколегированные стали, устойчивые против ползучести при температуре до 580°C, когда не требуется очень высокая стойкость против окисления, называются *теплоустойчивыми*, реже *теплостойкими*. Стали, устойчивые против ползучести при температуре выше 580°C и одновременно хорошо сопротивляющиеся окислению, при этих температурах называются *жаропрочными*. Жаропрочность — высшее свойство стали, перекрывающее теплоустойчивость.

Основными легирующими добавками являются Мо, Cr, Si, Al. Растворяясь в феррите, молибден повышает его длительную прочность и сопротивление ползучести. Хром, а также кремний и алюминий повышают окислительную стойкость потому, что при контакте с кислородом они образуют соответственно Cr_2O_3 , SiO_2 и Al_2O_3 , очень тугоплавкие, плотные и близкие по коэффициенту теплового расширения к стали. Такие соединения хорошо защищают сталь от окисления.

Широкое применение получили низколегированная хромомолибденовая сталь перлитного класса 15ХМ (1% Cr и 0,5% Мо), молибденохромовая сталь 12МХ (0,5% Cr и 0,5% Мо). Эти стали, особенно 15ХМ, отличаются хорошей свариваемостью, повышенным сопротивлением ползучести и малой склонностью к графитизации.

Стремление к дальнейшему повышению температуры перегретого пара при использовании недорогих низколегированных сталей перлитного класса привело к дополнительному легированию хромомолибденовой стали ванадием в количестве 0,2—0,3%. Ванадий как сильный карбидообразователь способствует повышению предела ползучести.

В настоящее время широко применяют хромомолибденовую сталь 12Х1МФ (1% Cr, 0,3% Мо, 0,2% V) и более стойкую против ползучести сталь 15Х1МФ с несколько повышенным содержанием углерода и значительно повышенным содержанием молибдена (1% Cr, 1% Мо, 0,2% V). Незначительная добавка ванадия уменьшает скорости ползучести. Эти стали предназначены для работы при температуре до 565—570°C.

Наиболее окислительная и жаропрочная сталь перлитного класса марки 12Х2МФСР, содержащая для окислительной стойкости 2% Cr и 0,4—0,7% Si. Присадка очень незначительного количества бора (0,003—0,005%) повышает жаропрочность. Эта сталь, из которой изготавливают главным образом трубы пароперегревателя, очень чувствительна к режиму термической обработки.

Высоколегированная сталь аустенитного класса. Стремление к повышению температуры перегретого пара до 600—650°C потребовало применения еще более жаропрочных и окислительных сталей. Структурной основой таких сталей служит высоколегированный хромоникелевый или хромоникелемарганцевый аустенит. Высокое содержание хрома в аустенитных сталях делает их высокоокислительными. В отличие от низколегированной стали в высоколегированной аустенитной стали добавка только никеля и хрома достигает 30% и более общей массы металла, однако стоимость ее в несколько раз выше. Титан и ниобий — элементы-стабилизаторы придают аустенитной стали для предотвращения интеркристаллитной коррозии. Будучи сильными карбидообразователями, эти элементы связывают весь углерод в карбиды, не давая тем самым образоваться карбидам хрома по границам зерен аустенита. Если же карбиды хрома образуются, то аустенит обедняется вблизи них хромом, и эти обедненные хромом участки теряют со-

здаваемую высоким содержанием хрома коррозионную стойкость, что приводит к интеркристаллитной коррозии.

Для повышения способности к образованию чисто аустенитной структуры прибегают к повышению отношения содержания никеля к хрому. Из сталей с повышенным отношением Ni/Cr в первую очередь следует отметить сталь 12Х18Н12Т, далее сталь 14Н14В2М с вольфрамом и молибденом и сталь типа 16-13-3 (16% Cr, 13% Ni и 3% Мо). Молибден и вольфрам добавляют к аустенитной стали с целью дальнейшего повышения жаропрочности в связи с образованием в их структуре высокодисперсных прочных соединений Fe_2Mo и Fe_2W , существенно повышающих жаропрочность стали.

Высоколегированная сталь мартенситного и мартенситно-ферритного классов. К недостаткам аустенитной стали относится склонность к образованию трещин при совместном воздействии напряжений и коррозионной среды (коррозионное растрескивание) и образование кольцевых трещин в околосварной зоне сварных соединений вследствие резкого снижения пластичности некоторых участков околосварной зоны при нагреве. Аустенитная сталь дорога из-за высокого содержания никеля. Стремление к снижению стоимости жаропрочной стали при одновременном устранении недостатков, присущих аустенитной стали, привело к разработке более дешевых безникелевых сталей на основе 11—13% Cr с добавкой молибдена, вольфрама и ванадия для повышения жаропрочности. При такой композиции легирующих элементов структура этой стали представляет собой низкоуглеродистый мартенсит или мартенсит с ферритом, чем и определяется название классов этой стали.

Низколегированная сталь, работающая в условиях отсутствия ползучести. В котлостроении широко применяют низколегированную сталь, работающую при относительно невысокой температуре, когда явление ползучести не проявляется. Цель применения такой стали, более прочной, чем углеродистая, — уменьшение толщины стенок элементов и соответственно уменьшение затрат металла. Для изготовления барабанов котлов высоких параметров, например, применяют марганцовоникелемолибденовую сталь марки 16ГНМА (1% Mn, 1,2% Ni, 0,5% Мо). Для трубопроводов питательного тракта СКД применяют марганцовокремниевую сталь марки 15 ГС (1,1% Mn, 0,8% Si).

В табл. 25.1 приведены основные характеристики сталей, применяемых для изготовления поверхностей нагрева паровых котлов, барабанов, коллекторов и трубопроводов.

В котлостроении широко применение получил *чугун*: серый и окислительный. Серый чугун (СЧ) имеет высокие литейные свойства. Из него изготавливают гарнитуру топочных устройств: лазы, лючки, взрывные клапаны, арматуру для крепления и подвески обмуровки. Наибольшая температура применения 250—350°C. Окислительный чугун (ОЧ) легирован элементами, повышающими его жаростойкость (например, кремнием). Из него изготавливают дистанционные гребенки пароперегревателей, подвески для крепления труб и другие детали, работающие в зоне высоких температур.

25.3. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ

В основу расчета положен принцип оценки прочности по предельной нагрузке при *расчетном давлении* рабочего тела, что позволяет более полно и точно учитывать условия работы металла. *Расчетным* является *давление* на выходе из агрегата, увеличенное на гидравлические потери при номинальной нагрузке тракта от выходного коллектора пароперегревателя до места расположения рассчитываемого элемента $\Sigma \Delta p$; заполнение элементов водой или пароводяной смесью учитывается гидростатическим давлением столба, расположенного

Основные характеристики сталей, применяемых для изготовления поверхностей нагрева

Марка стали	Содержание легирующих элементов, %	Механические свойства при комнатной температуре				Область применения
		Предел прочности, МПа	Предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %	Ударная вязкость, кН/м	
Малоуглеродистые (нелегированные) стали перлитного класса						
15К 20К	— —	352 402	215 245	25 23	685 590	Бараны и сосуды паровых котлов, работающих под давлением менее 6 МПа при температуре менее 450°C
22К	—	500	245	22	835	Бараны паровых котлов при давлении 6—12,5 МПа
10 20	— —	335 402	205 205	31 24	— 490	Сосуды и трубопроводы, работающие при температуре среды менее 450°C; трубы поверхностей нагрева из стали 20 при температуре менее 480—500°C
Низколегированные стали перлитного класса						
16ГНМА	Mn = 0,8÷1,1 Ni = 1÷1,3 Mo = 0,4÷0,55	500	335	16	685	Бараны паровых котлов при давлении 14—18,5 МПа
15ГС	Mn = 0,9÷1,3 Si = 0,7÷1,0	470—590	343	16	490	Трубопроводы питательной воды при давлении 38 МПа и $t_{ст} \leq 450^\circ\text{C}$
12МХ	Cr = 0,4÷0,6 Mo = 0,4÷0,6	412	205	22	685	Коллекторы и трубопроводы, работающие при температуре пара до 475—540°C: из стали 12МХ — до 510°C и из стали 15ХМ — до 540°C, трубки пароперегревателей при $t_{ст} \leq 540\div 560^\circ\text{C}$
15ХМ	Cr = 0,8÷1,1 Mo = 0,4÷0,6	430	215	21	590	
12Х1МФ	Cr = 0,9÷1,2 Mo = 0,25÷0,35 V = 0,15÷0,3	440	225	21	590	Трубы парового котла и паропроводы при $t_{ст} \leq 580^\circ\text{C}$
15Х1М1Ф	Cr = 1,1÷1,4 Mo = 0,9÷1,2 V = 0,2÷0,3	577	343	16	490	Пароперегреватели и паропроводы при $t_{ст} \leq 580^\circ\text{C}$
12Х2МФСР	Cr = 1,6÷1,9 Mo = 0,5÷0,7 V = 0,2÷0,35 Si = 0,4÷0,7 B = 0,005	470	235	21	590	Пароперегреватели, работающие при $t_{ст}$ до 580°C
12Х2МФБ	Cr = 2,1÷2,6 Mo = 0,5÷0,7 V = 0,2÷0,35 Nb = 0,5÷0,8	392	—	30	—	Пароперегреватели, работающие при $t_{ст}$ до 560°C
Высоколегированные стали аустенитного класса						
X14H14B2M	Cr = 13÷15 Ni = 13÷15 W = 2÷2,75 Mo = 0,45÷0,6	540	215	35	—	Пароперегреватели и паропроводы, работающие при $t_{ст} \leq 650^\circ\text{C}$
12Х18Н12Т	Cr = 17÷19 Ni = 11÷13 Ti $\leq 0,65$	540	215	35	—	
X16H9M2	Cr = 15,5÷17 Ni = 8,5÷10 Mo = 1,5÷2	590	245	70	2940	Паропроводы, работающие при температуре пара до 650°C

Марка стали	Содержание легирующих элементов, %	Механические свойства при комнатной температуре				Область применения
		Предел прочности, МПа	Предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %	Ударная вязкость, кН/м	
09Х14Н19В2БР	Cr — 13 ÷ 15 Ni — 18 ÷ 29 W — 2 ÷ 2,3 Nb — 0,9 ÷ 1,3 B — 0,005	490	215	38	1380	Паропроводы, работающие при температуре пара до 700°C; пароперегревательные трубы при $t_{ст} \leq 700^\circ\text{C}$
X16H16B2MБP	Cr = 15 ÷ 17 Ni = 15 ÷ 17 W = 2 ÷ 3 Mo — 0,4 ÷ 0,9 Nb = 0,6 ÷ 1,0 B = 0,005	510	215	38	1380	Паропроводы и пароперегреватели при $t_{ст}$ до 700°C
X16H14B2BP	Cr = 15 ÷ 17 Ni — 13 ÷ 15 W = 2 ÷ 2,75 Nb = 0,9 ÷ 1,3 B = 0,005	520	235	38	1380	

над рассчитываемым элементом $\Delta p_{г.ст.}$. Следовательно, расчетное давление

$$p = p_{пл} + \Sigma \Delta p + \Delta p_{г.ст.} \quad (25.3)$$

Гидравлические сопротивления и давление столба учитываются, если их сумма превышает давление за пароперегревателем не менее чем на 3%. Дополнительной является нагрузка, обусловленная силой тяжести, действующей на этот элемент, и присоединенных к нему деталей. Дополнительную нагрузку регламентируют предельными значениями, вызывающими соответствующее снижение запаса прочности по сравнению с прочностью, определяемой расчетом по давлению.

Расчетная температура зависит от условий обогрева и охлаждения рабочей поверхности. Для необогреваемых элементов расчетная температура принимается равной температуре рабочей среды: для барабана — температура насыщения при давлении в нем; в коллекторах поверхностей нагрева и соединяющих трубопроводах — температура протекающей через них рабочей среды.

Для обогреваемых элементов расчетную температуру вычисляют по формуле (10.10), учитывающей характер теплового воздействия на поверхность нагрева. При этом должны быть рассмотрены различные участки пакета, имеющие как наивысшую температуру пара, так и наибольшую тепловую нагрузку. Учитывают также, что некоторые трубы или группа труб этой поверхности работают с тепловой разверкой $\Delta t_{разв}$, т. е. со средой, имеющей температуру, превышающую среднюю расчетную температуру. Это превышение известно из расчета агрегата или определяется в результате его испытания. Для каждого конкретного случая формула упрощается и расчетная температура определяется в соответствии с рекомендациями, приведенными в [2, 4].

Допускаемое напряжение. Под номинальным допускаемым напряжением понимают напряжение, используемое в расчетах для определения минимальной толщины стенки и максимально допускаемого давления при принятых условиях работы и качестве металла.

Номинальное допускаемое напряжение выбирается по одной из характеристик прочности: σ_B^{20} — пределу прочности при 20°C; $\sigma_{0,2}^{20}$ и $\sigma_{0,2}^t$ — условному пределу текучести при 20°C и расчетной температуре; $\sigma_{дл.пл.0}^t$ — условному пределу длительной прочности при расчетной тем-

пературе, соответствующей разрушению через 10^5 ч, и $\sigma_{пл.0}^t$ — условному пределу ползучести при расчетной

температуре, соответствующей деформации 1% за 10^5 ч. Номинальное допускаемое напряжение принимается равным наименьшему значению из перечисленных характеристик прочности, деленному на соответствующий коэффициент запаса. В [4] даны формулы для определения допускаемых напряжений в зависимости от металла и расчетной температуры.

Основной конструктивной формой элементов паровых котлов и парогенераторов, работающих под давлением рабочей среды, является цилиндрическая форма (барабаны, коллекторы и трубы поверхностей нагрева паровых котлов ТЭС, корпуса, камеры и трубы теплообменников АЭС). Цилиндрические элементы, подверженные внутреннему давлению, рассчитывают по общим формулам:

$$S = \frac{pD_B}{2\varphi\sigma_{доп} - p} + C, \quad (25.4)$$

или

$$S = \frac{pD_n}{2\varphi\sigma_{доп} + p} + C, \quad (25.5)$$

где S — толщина цилиндрической стенки, м; p — расчетное давление, МПа; D_B и D_n — соответственно внутренний и наружный диаметры элемента, м; φ — коэффициент прочности элемента, ослабленного продольным сварным швом или сверлениями для присоединения трубной системы; C — прибавка к расчетной толщине стенки.

Прибавка должна компенсировать возможное уменьшение толщины стенки в пределах требований стандарта или технических условий, утонение материала в местах гибов, потери на окиснообразование в течение расчетного срока службы.

Расчет барабана. Барабан относится к числу наиболее напряженных элементов парового котла. В нем возникают напряжения следующих видов: от внутреннего давления при параметрах рабочей среды; термические напряжения, включающие напряжения от разности температуры по толщине стенки барабана и из-за разности температур между верхней и нижней частями ба-

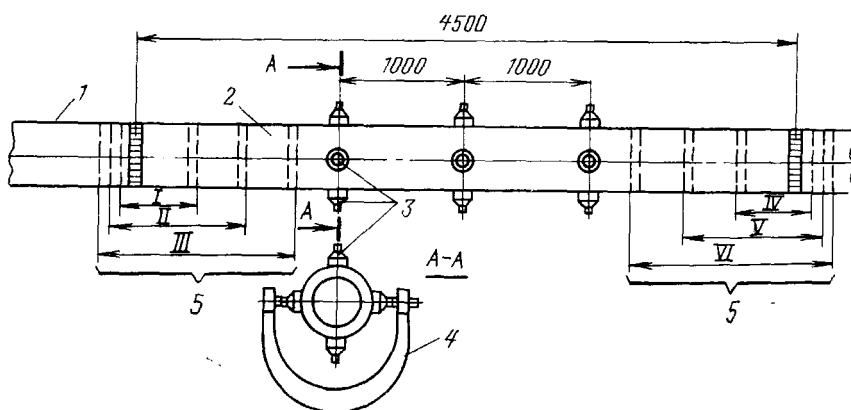


Рис. 25.3. Контрольный участок паропровода.

1 — паропровод; 2 — контрольный участок; 3 — бобышки; 4 — скоба для измерения остаточных деформаций; 5 — вырезки образцов для испытаний; I—VI — последовательность вырезок.

рабана. Термические напряжения от разности температуры по толщине стенки возникают при прогреве или расхолаживании. Напряжения от разности температуры между верхней и нижней частями барабана также возникают при растопках и остановках котла, но обуславливаются они тем, что при растопке верхняя полуобечайка барабана, контактирующая с конденсирующимся паром, прогревается быстрее нижней, которая в результате вялой циркуляции в это время медленно прогревается, а при остановке, наоборот, остывает медленнее нижней, так как теплоотдача в паровом объеме примерно на один-два порядка меньше, чем в водяном объеме.

Кроме перечисленных напряжений, барабан подвержен воздействию собственной массы и находящейся в нем воды, а также деформации от соединенных с ним водо- и пароперепускных труб и паропроводов. Ввиду сравнительно небольших значений напряжениями этого вида обычно пренебрегают.

В режимах ускоренной растопки или аварийного останова котла (например, при разрыве труб контура циркуляции) термические напряжения в барабане могут оказаться преобладающими и превышать допускаемые напряжения. Весьма значительны концентрационные напряжения у краев отверстий с острыми кройками в местах присоединения труб, особенно опускных. Эти напряжения изменяются при пусках и остановках от нуля до максимума, а в постоянном режиме изменяются на меньшее значение, но с большей частотой, отвечающей пульсации температуры на внутренней поверхности барабана при изменении, например, температуры воды после экономайзера.

Для обеспечения надежной работы барабана в различных режимах необходимо, чтобы в каждый момент удовлетворялось условие прочности равенство приведенного напряжения (учитывающего перечисленные выше факторы) и допускаемого напряжения для металла при данной температуре. Эта комплексная задача расчета на прочность с учетом температурных напряжений и нецилиндричности барабана имеет сложное решение. В действующих нормах расчета на прочность элементов парового котла учитываются напряжения только от внутреннего давления в барабане. Для ограничения термических напряжений не рекомендуется допускать разность температур между отдельными элементами барабана более 50—55°C.

Расчет коллекторов ведут аналогично расчету барабана. И в этом случае надо учитывать ослабление прочности, возникающее из-за отверстий, просверливаемых для присоединения подводящих и отводящих труб. Коллекторы не имеют продольных сварных швов. На каждый коллектор приходится два поперечных шва для при-

варки доннышек, но это ослабление, как и в барабане, не учитывают.

Расчет труб поверхностей нагрева и трубопроводов также выполняют по тем же формулам при $\varphi=1$, так как трубы применяют цельнотянутые, не имеющие ослаблений. Трубы поверхностей теплообменников, испытывающих двустороннее давление, рассчитывают не по разности давлений, а по большему из них. Если большее давление внутри труб, то расчет ведут также по формулам (25.4) и (25.5). При большем наружном давлении трубы работают на смятие и рассчитываются по формуле

$$S = D_n \sqrt{\frac{p_m}{2,2E}} + C, \quad (25.6)$$

где E — модуль упругости, МПа; m — запас на устойчивость (для труб из углеродистой стали $m \approx 6$, из легированной стали — $m \approx 5$).

Расчет элементов паровых котлов на прочность выполняется в соответствии с Нормативными материалами [4].

25.4. КОНТРОЛЬ ЗА МЕТАЛЛОМ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Выше отмечалось, что под воздействием высоких температур свойства сталей ухудшаются. Поэтому необходим систематический контроль состояния металла, работающего в условиях ползучести (при температуре пара более 450°C). Контролю подлежат трубопроводы, коллекторы, змеевики поверхностей нагрева пароперегревателя, фланцевые соединения и другие элементы. Все места измерения снабжаются надежной тепловой изоляцией с такой же теплопроводностью, какую имеет и тепловая изоляция на остальных участках паропровода или коллектора.

Для контроля ползучести и проверки изменения структуры и механических свойств металла на главных паропроводах вблизи котла в легкодоступном месте предусматривают контрольные участки длиной около 4,5 м (см. рис. 25.3). Контрольные участки паропроводов из перлитной и ферритно-мартенситной стали имеют бобышки, на которых контролируется ползучесть по изменению диаметра. На паропроводах, выполненных из аустенитной стали, бобышки не устанавливают и остаточную деформацию проверяют непосредственно на трубах с помощью микрометров. Из контрольного участка 1 раз в 3 года вырезается образец для производства механических и металлографических испытаний, химического и карбидного анализа основного металла и сварных соединений (рис. 25.4). Кроме контрольных участков, бобышки привариваются в двух взаимно перпенди-

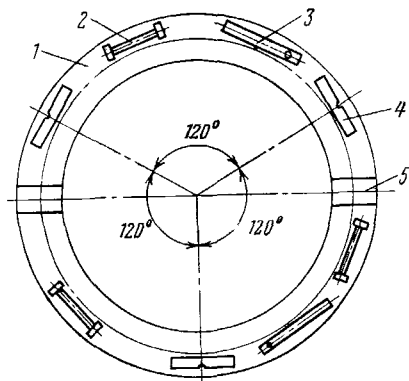


Рис. 25.4. Схема вырезки образцов.

1 — вырезанный образец трубопровода; 2 — образец для испытания на растяжение; 3 — то же на ударную вязкость; 4 — то же для карбидного анализа; 5 — то же для микрошлифа.

кулярных диаметрах на прямых участках паропроводов, имеющих длину более 1,5 м. Для того, чтобы исключить влияние температуры, все измерения выполняются при остывшем металле до температуры ниже 50°C. Аналогично контролируется ползучесть коллекторов. Для предупреждения аварийных остановов котла систематически контролируют ползучесть также змеевиков пароперегревателей с помощью скоб.

Метод контрольных участков имеет тот недостаток, что вырезка их трудоемка и требует последующей заварки вырезаемого образца. Основной же недостаток состоит в том, что изменение свойств металла контрольного участка не характеризует изменений свойств всех остальных труб, в связи с чем необходим потрубный контроль.

Разработаны эффективные безобразцовые методы потрубного контроля, не требующие вырезки образцов из труб, что делает эти методы особенно ценными. Для контроля микроструктуры непосредственно на трубах применяют переносные металлмикроскопы, снабженные фотоаппаратами и укрепляемые на трубе. Подлежащую исследованию поверхность необходимо подготовить, отшлифовать и отполировать. Шлиф подготавливают пневматической или электрической бормашинкой набором шлифовочных и полировочных дисков.

Все шире в практику контроля металла на электростанциях внедряют безобразцовые методы механических испытаний. Основаны они на том, что между твердостью, определяемой вдавливанием, и основными механическими свойствами при растяжении имеется устойчивая зависимость.

Широкое распространение получили разработанные в МЭИ методы и приборы определения механических свойств по твердости. Согласно этим методам характеристики прочности $\sigma_{0,2}$ (предел текучести) и σ_B (предел прочности) определяют соответственно по твердости на пределе текучести $H_{0,2}$ и по твердости по Бринеллю H_B . Значение $H_{0,2}$ определяют по отношению нагрузки вдавливания $P_{0,2}$ (нагрузка вдавливания 2450 Н) к поверхности отпечатки M при достижении остаточной деформации 0,2% (ГОСТ 22762-77). При диаметре вдавливаемого шарика 10 мм остаточная деформация 0,2% достигается при диаметре отпечатка 0,9 мм, $M=0,6$ мм². Предел прочности σ_B определяют измерением твердости по Бринеллю, найденной по результатам вдавливания шарика диаметром 2,5 мм под нагрузкой 1840 Н (ГОСТ 22761-77).

Характеристика пластичности $\delta_5, \%$ (относительное удлинение при растяжении пятикратного образца $l/d=5$) и Ψ (поперечное сужение) определяются соответственно:

$$\delta_5 = \frac{A}{2\sigma_B + \sigma_{0,2}} \cdot 100, \quad (25.7)$$

где A — площадь под диаграммой растяжения образца до разрыва, см²; Ψ — по результатам испытаний материала на твердость по Бринеллю с использованием частных зависимостей.

Безобразцовые методы контроля качества металла удобны в эксплуатации, но точность их несколько ниже прямых методов с применением образцов.

Тепловые расширения паропроводов, обычно имеющих сложную пространственную систему, в эксплуатации вызывают перераспределение нагрузок на опоры и потому могут привести к чрезмерным напряжениям в отдельных участках паропровода. Для контроля расширения трубопроводов, работающих при температуре более 300°C, служат реперные указатели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аэродинамический расчет котельных агрегатов (нормативный метод)/** Под ред. С. И. Мочана. — М.: Энергия, 1977. — 256 с.
2. **Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод)/** Под ред. В. А. Локшина, Д. Ф. Петерсона, А. Л. Шварца. — М.: Энергия, 1978. — 256 с.
3. **Госгортехнадзор СССР. Сборник правил и руководящих материалов по котлонадзору.** — М.: Недра, 1972. — 528 с.
4. **Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность. ОСТ 108. 031.02—75.** НПО ЦКТИ, 1977. — 107 с.
5. **Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей.** — М.: Энергия, 1975. — 82 с.
6. **Правила технической эксплуатации электрических станций и тепловых сетей.** — М.: Энергия, 1977. — 288 с.
7. **Правила взрывопожаробезопасности топливopодачи электростанций. Технические требования по взрывобезопасности котельных установок, работающих на мазуте и природном газе.** — М.: Энергия, 1975. — 80 с.
8. **Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод)/** Под ред. Н. В. Кузнецова, В. В. Митора, И. Е. Дубовского, Э. С. Карасиной. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.
9. **Акользин П. А., Маргулова Т. Х., Мартынова О. И. Водный режим паротурбинных блоков сверхкритических параметров.** — М.: Энергия, 1972. — 176 с.
10. **Андреев П. А., Гринман М. И., Смолкин Ю. В. Оптимизация теплоэнергетического оборудования АЭС.** — М.: Атомиздат, 1975. — 224 с.
11. **Андрюшенко А. И., Змачинский А. В., Понятов В. А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС.** — М.: Высшая школа, 1974. — 276 с.
12. **Антикайн П. А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов.** — М.: Энергия, 1980. — 424 с.
13. **Ахмедов Р. Б. Основы регулирования топочных процессов.** — М.: Энергия, 1977. — 178 с.
14. **Белинский С. Я., Липов Ю. М. Энергетические установки электростанций.** — М.: Энергия, 1974. — 306 с.
15. **Белосельский Б. С. Топочные мазуты.** — М.: Энергия, 1978. — 256 с.
16. **Блох А. Г. Тепловое излучение в котельных установках.** — Л.: Энергия, 1967. — 324 с.
17. **Сжигание высокосернистого мазута на электростанциях./** Н. И. Верховский, Г. К. Красносельов, Е. В. Машилов, Л. М. Цирульников. — М.: Энергия, 1970. — 445 с.
18. **Внуков А. К. Экспериментальные работы на парогенераторах.** — М.: Энергия, 1971. — 296 с.
19. **Воздухоподогреватели котельных установок/** Т. С. Добряков, В. К. Мигай, В. С. Назаренко и др. — Л.: Энергия, 1977. — 184 с.
20. **Вульман Ф. А., Хорьков Н. С. Тепловые расчеты на ЭВМ теплоэнергетических установок.** — М.: Энергия, 1973. — 264 с.
21. **Гаврилов А. Ф., Малкин Б. М. Загрязнение и очистка поверхностей нагрева котлов.** — М.: Энергия, 1980. — 328 с.
22. **Герасимов В. В., Касперович А. И., Мартынова О. И. Водный режим атомных электростанций.** — М.: Атомиздат, 1976. — 400 с.
23. **Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках/** В. И. Субботин, М. Х. Ибрагимов, П. А. Ушаков и др. — М.: Атомиздат, 1975. — 408 с.
24. **Гончаров С. П. Монтаж парогенераторных установок тепловых электростанций.** — М.: Энергия, 1978. — 320 с.
25. **Дорошук В. Е. Кризисы теплообмена при кипении воды в трубах.** — М.: Энергия, 1970. — 168 с.
26. **Дорошук В. Е. Ядерные реакторы на электростанциях.** — М.: Атомиздат, 1977. — 208 с.
27. **Зайдель В. А. Основные направления и перспективы развития тепловых электростанций.** — М.: Энергия, 1976. — 48 с.
28. **Залкинд Е. М., Козлов Ю. В. Проектирование ограждений котлов.** — М.: Энергия, 1980. — 288 с.
29. **Иванов Ю. В. Газогорелочные устройства.** — М.: Недра, 1972. — 276 с.
30. **Имбрицкий М. Н. Надежность арматуры энергетических блоков.** — М.: Энергия, 1980. — 95 с.
31. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача.** — М.: Энергия, 1975. — 488 с.
32. **Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах.** — М.: Машиностроение, 1972. — 220 с.
33. **Кемельман Д. Н., Эскин Н. Б., Давидов А. А. Наладка котлоагрегатов (справочник).** — М.: Энергия, 1976. — 344 с.
34. **Кот А. А., Деева З. В. Водно-химический режим мощных энергоблоков ТЭС.** — М.: Энергия, 1978. — 170 с.
35. **Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Создание и освоение/** Под ред. В. Е. Дорошука и В. Б. Рубина. — М.: Энергия, 1979. — 680 с.
36. **Котельные агрегаты большой мощности. Каталог-справочник.** — М.: НИИинформтяжмаш, 1975. — 114 с.
37. **Котельные и турбинные установки энергетических блоков. Опыт освоения/** Под ред. В. Е. Дорошука, Л. Б. Кроля, Я. М. Рубинштейна и Н. С. Чернецкого. — М.: Энергия, 1971. — 268 с.
38. **Кузнецов Н. М., Канаев А. А., Копп И. З. Энергетическое оборудование блоков АЭС.** — Л.: Машиностроение, 1979. — 351 с.
39. **Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании.** — М.: Высшая школа, 1977. — 352 с.
40. **Кутателадзе С. С., Стырикович М. А. Гидродинамика газожидкостных систем.** — М.: Энергия, 1976. — 296 с.
41. **Лебедев А. Н. Подготовка и размол топлива на электростанциях.** — М.: Энергия, 1969. — 520 с.
42. **Левинзон В. М., Шварц А. Л.** — Теплоэнергетика, 1974, № 6, с. 26—29.
43. **Липов Ю. М. Основы топочных процессов.** — М.: Энергия, 1969. — 202 с.

44. Липов Ю. М., Самойлов Ю. Ф., Модель З. Г. Компоновка и тепловой расчет парогенераторов. — М.: Энергия, 1975.—176 с.
45. Маневренность мощных теплоэнергетических блоков. — Труды ВТИ, 1978, вып. 14, 171 с.
46. Манькина Н. Н. Физико-химические процессы в пароводяном цикле электростанций. — М.: Энергия, 1977.—256 с.
47. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. — М.: Высшая школа, 1978.—360 с.
48. Мейкляр М. В. Современные котельные агрегаты ТКЗ. — М.: Энергия, 1978.—224 с.
49. Михайлов Н. М., Шарков А. Т. Физические свойства топлива и борьба с затруднениями на топливоподаче электростанций. — М.: Энергия, 1972.—264 с.
50. Орнатский А. П., Дашкиев Ю. Г., Перков В. Г. Парогенераторы сверхкритического давления. — Киев.: Вища школа, 1980.—287 с.
51. Освоение энергоблоков (пусковые режимы, металл, водоподготовка и автоматика). — М.: Энергия, 1971.—236 с.
52. Основы практической теории горения/ Под ред. В. В. Померанцева. — Л.: Энергия, 1973.—264 с.
53. Парогенераторы/ Под ред. А. П. Ковалева. — М.—Л.: Энергия, 1966.—448 с.
54. Пеккер Я. Л. Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлива. — М.: Энергия, 1977.—256 с.
55. Плетнев Г. П. Автоматическое регулирование и защита теплоэнергетических установок электрических станций. — М.: Энергия, 1976.—423 с.
56. Протопопов В. С. Теплофизика высоких температур, т. 15, изд. АН СССР, 1977, № 4, с. 815—821.
57. Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. — М.: Атомиздат, 1980.—360 с.
58. Расчет и проектирование цельносварных экранов котельных агрегатов/ А. И. Гольберг, В. С. Корягин, С. И. Мочан, Э. М. Тынтарев. — Л.: Энергия, 1975.—272 с.
59. Резников М. И. Парогенераторные установки электростанций. — М.: Энергия, 1974.—360 с.
60. Резников М. И., Третьяков Ю. М. Методика расчета гидравлической разверки в прямоточных элементах парогенераторов. — М.: МЭИ, 1976.—52 с.
61. Рихтер Л. А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1969.—272 с.
62. Роддатис К. Ф. Котельные установки. — М.: Энергия, 1977.—414 с.
63. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы. — М.: Энергия, 1978.—705 с.
64. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. — М.: Энергия, 1976.—448 с.
65. Серов Е. П., Корольков Б. П. Динамика парогенераторов. — М.: Энергия, 1972.—416 с.
66. Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. Парогенераторы промышленных предприятий. — М.: Энергия, 1978.—336 с.
67. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. — М.—Л.: Энергия, 1966.—384 с.
68. Стырикович М. А., Мартынова О. И., Миропольский З. Л. Процессы генерации пара на электростанциях. — М.: Энергия, 1969.—312 с.
69. Стырикович М. А., Резников М. И. Методы экспериментального изучения процессов генерации пара. — М.: Энергия, 1977.—280 с.
70. Судовые парогенераторы/ Н. И. Пушкин, Д. И. Волков, К. С. Дементьев и др. — Л.: Судостроение, 1977.—520 с.
71. Трёмбовля В. И., Фингер Е. Д., Авдеева А. А. Теплотехнические испытания котельных установок. — М.: Энергия, 1977.—298 с.
72. Хзмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства. — М.: Энергия, 1976.—488 с.
73. Шагалова С. Л., Шницер И. Н. Сжигание твердого топлива в топках парогенераторов. — Л.: Энергия, 1976.—176 с.
74. Энергетика и охрана окружающей среды/ Под ред. Н. Г. Залогина, Л. И. Кроппа и Ю. М. Кострикина. — М.: Энергия, 1979.—351 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	8.3. Организация сжигания природного газа	67
Глава первая. Производство пара на электрической станции	5	8.4. Комбинированные газомазутные горелки	68
1.1. Место и значение парового котла в системе электростанции	5	Глава девятая. Характеристики, параметры и уравнения движения рабочей среды	69
1.2. Классификация паровых котлов	9	9.1. Основные уравнения гидродинамики и теплообмена водопарового тракта	69
1.3. Технологическая схема производства пара	11	9.2. Характеристики движения пароводяной смеси	71
1.4. Основные характеристики паровых котлов	14	9.3. Режимы движения пароводяной смеси	73
Глава вторая. Энергетическое топливо и его характеристики	15	9.4. Гидравлические сопротивления	75
2.1. Виды топлива и его состав	15	9.5. Теплофизические свойства рабочей среды в тракте энергетического блока	76
2.2. Теплота сгорания топлива и приведенные характеристики	17	Глава десятая. Температурный режим поверхностей нагрева	77
2.3. Технические характеристики твердых топлив	18	10.1. Классификация обогрева и охлаждения поверхностей нагрева	77
2.4. Технические характеристики мазута и природных газов	20	10.2. Кризисы теплообмена в парообразующих трубах	79
2.5. Основные месторождения ископаемых топлив	22	10.3. Температурный режим по длине канала	80
Глава третья. Подготовка топлив к сжиганию на электростанциях	22	10.4. Температурный режим по периметру сечения канала	84
3.1. Способы сжигания твердого топлива	22	10.5. Особенности теплообмена в парообразующих установках АЭС	87
3.2. Системы пылеприготовления	23	Глава одиннадцатая. Гидродинамика разомкнутых гидравлических систем	88
3.3. Характеристики угольной пыли. Оптимальная степень размола	26	11.1. Классификация разомкнутых гидравлических систем	88
3.4. Оборудование систем пылеприготовления	29	11.2. Гидродинамическая устойчивость потока в горизонтальных парообразующих трубах	89
3.5. Подготовка к сжиганию мазута и природного газа	31	11.3. Гидродинамическая устойчивость потока в вертикальных парообразующих трубах	92
Глава четвертая. Основы теории топочных процессов	33	11.4. Тепловая разверка	97
4.1. Основы кинетики химических реакций	33	11.5. Влияние коллекторов на распределение рабочей среды по трубам	100
4.2. Механизм горения топлив	35	11.6. Пульсация потока	102
4.3. Кинетическая и диффузионная области горения	38	Глава двенадцатая. Гидродинамика замкнутых гидравлических систем	104
4.4. Воспламенение топливно-воздушной смеси. Фронт горения	40	12.1. Закономерности естественной циркуляции	104
4.5. Интенсивность выгорания топлива	41	12.2. Методика расчета контуров циркуляции	106
Глава пятая. Продукты сгорания топлива	42	12.3. Полная гидравлическая характеристика парообразующих труб и ее значение для оценки надежности циркуляции	108
5.1. Состав продуктов сгорания	42	12.4. Гидродинамика опускных труб и ее влияние на надежность циркуляции	111
5.2. Определение избытка воздуха на работающем котле	44	Глава тринадцатая. Гидродинамика барботажных систем	113
5.3. Токсичные вещества в дымовых газах и меры защиты внешней среды	45	13.1. Закономерности барботажного процесса	113
Глава шестая. Эффективность использования теплоты топлива	47	13.2. Динамический слой в паропромысловых устройствах	116
6.1. Тепловой баланс парового котла. Коэффициент полезного действия	47	13.3. Влияние неравномерности тепловыделения и примесей на динамический двухфазный слой	117
6.2. Анализ тепловых потерь	49	Глава четырнадцатая. Физико-химические основы поведения примесей в рабочей среде	118
Глава седьмая. Топочные камеры пылеугольных паровых котлов	54	14.1. Загрязнения питательной воды и их влияние на работу оборудования	118
7.1. Основные характеристики камерных топок	54	14.2. Растворимость примесей в водном теплоносителе и закономерности образования отложений	119
7.2. Горелочные устройства и их размещение	56		
7.3. Камерные топки с твердым шлакоудалением	60		
7.4. Камерные топки с жидким шлакоудалением	61		
Глава восьмая. Топочные камеры газомазутных паровых котлов	63		
8.1. Конструкции топочных камер	63		
8.2. Мазутные форсунки	64		

14.3. Переход примесей из воды в насыщенный пар	124	20.3. Расчет теплообмена излучением в рабочей камере	180
Глава пятнадцатая. Водный режим	127	20.4. Лучистый теплообмен в газоходах котла	183
15.1. Методы вывода примесей из цикла	127	20.5. Конвективный теплообмен в газоходах котла	184
15.2. Водный режим прямоточных паровых котлов	129	20.6. Выбор скоростей газов и рабочей среды в конвективных поверхностях нагрева	186
15.3. Безнакипный водный режим барабанных котлов	131	Глава двадцать первая. Компоновка и тепловой расчет парового котла	187
15.4. Методы получения чистого пара	132	21.1. Компоновка и строительные конструкции	187
Глава шестнадцатая. Процессы на внешней стороне поверхностей нагрева	138	21.2. Тепловая схема котла	193
16.1. Механизм образования отложений	138	21.3. Тепловой расчет котла	194
16.2. Абразивный износ конвективных поверхностей нагрева	141	Глава двадцать вторая. Паровые котлы мощных энергетических блоков тепловых электрических станций	196
16.3. Коррозия поверхностей нагрева	142	22.1. Влияние типа, мощности и режима работы электростанции на конструкцию паровых котлов	196
Глава семнадцатая. Парообразующие поверхности нагрева	144	22.2. Особенности современных паровых котлов	200
17.1. Тепловосприятие парообразующих поверхностей и их компоновка	144	Глава двадцать третья. Эксплуатация паровых котлов	207
17.2. Методы повышения надежности топочных экранов и их конструкции	145	23.1. Эксплуатационные режимы и показатели	207
17.3. Особенности газоплотных экранов и методы повышения их надежности	150	23.2. Стационарные режимы эксплуатации котлов	209
17.4. Футерованные экраны	154	23.3. Нестационарные режимы работы в диапазоне допустимых нагрузок	210
Глава восемнадцатая. Пароперегреватели. Методы регулирования температуры перегретого пара	155	23.4. Пусковые схемы блоков	213
18.1. Классификация пароперегревателей	155	23.5. Режимы останова и сброса нагрузки котла	217
18.2. Условия работы пароперегревателей и методы повышения надежности	158	23.6. Режимы растопки котла и пуска блока	218
18.3. Компоновка пароперегревателей	159	Глава двадцать четвертая. Парогенераторы атомных электрических станций	222
18.4. Методы регулирования температуры перегретого пара	160	24.1. Классификация парогенераторов АЭС и их особенности	222
Глава девятнадцатая. Низкотемпературные поверхности нагрева	166	24.2. Парогенераторы с водным теплоносителем	223
19.1. Компоновка низкотемпературных поверхностей нагрева	166	24.3. Парогенераторы с жидкометаллическим и газовым теплоносителями	225
19.2. Экономайзеры	168	24.4. Реактор как генератор пара	227
19.3. Воздухоподогреватели	169	Глава двадцать пятая. Металл паровых котлов	229
19.4. Методы повышения коррозионной стойкости воздухоподогревателей	174	25.1. Поведение металла при высоких температурах	229
Глава двадцатая. Теплообмен в поверхностях нагрева парового котла	176	25.2. Металл паровых котлов	231
20.1. Тепловые характеристики настенных экранов	176	25.3. Расчет прочности	234
20.2. Излучательная способность факела	178	25.4. Контроль за металлом в эксплуатации	235
		Список литературы	237